

**TUGAS AKHIR - TM 141585**

**RANCANG BANGUN DAN ANALISIS  
MEKANISME *CANTILEVER PIEZOELECTRIC  
VIBRATION ABSORBER* (CPVA) SEBAGAI  
PEREDAM GETARAN TRANSLASI DAN ROTASI  
YANG DAPAT MENGHASILKAN LISTRIK**

**IMAM SAFEI  
NRP 2115105049**

**Dosen Pembimbing  
Dr. Wiwiek Hendrowati, ST.,M.T.**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA 2017**



TUGAS AKHIR – TM141585

**RANCANG BANGUN DAN ANALISIS  
MEKANISME *CANTILEVER*  
*PIEZOELECTRIC VIBRATION ABSORBER*  
(CPVA) SEBAGAI PEREDAM GETARAN  
TRANSLASI DAN ROTASI YANG DAPAT  
MENGHASILKAN LISTRIK**

IMAM SAFEI  
NRP. 2115105049

Dosen Pembimbing:  
Dr. Wiwiek Hendrowati ST., M.T.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2017



FINAL PROJECT – TM141585

***DESIGN AND ANALYSIS OF CANTILEVER  
PIEZOELECTRIC VIBRATION ABSORBER (CPVA)  
MECHANISM AS A TRANSLATIONAL AND  
ROTATIONAL VIBRATION DAMPER THAT CAN  
GENERATE ELECTRICITY***

IMAM SAFEI  
NRP. 2115105049

Adviser:  
Dr. Wiwiek Hendrowati ST., M.T.

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT  
Faculty Technology Industry  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2017

**RANCANG BANGUN DAN ANALISIS MEKANISME  
CANTILEVER PIEZOELECTRIC VIBRATION  
ABSORBER (CPVA) SEBAGAI PEREDAM GETARAN  
TRANSLASI DAN ROTASI YANG DAPAT  
MENGHASILKAN LISTRIK**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar  
Sarjana Teknik  
pada  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

**Oleh :**

IMAM SAFEI

NRP. 2115105049

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Wiwiek Hendrowati., ST., MT (Pembimbing)  
NIP. 197004121997032003
2. Dr. Eng. Harus Laksana Guntur., S.T., M.Eng. (Penguji I)  
NIP. 197505111999031001
3. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra., M.Sc., Ph.D. (Penguji II)  
NIP. 195106051978031002
4. Achmad Syaifudin., S.T., M.Eng. (Penguji III)  
NIP. 197909262005011001



**SURABAYA**

**JULI, 2017**

# **RANCANG BANGUN DAN ANALISIS MEKANISME CANTILEVER PIEZOELECTRIC VIBRATION ABSORBER (CPVA) SEBAGAI PEREDAM GETARAN TRANSLASI DAN ROTASI YANG DAPAT MENGHASILKAN LISTRIK.**

**Nama Mahasiswa** : Imam Safei  
**NRP** : 2115105049  
**Departemen** : Teknik Mesin FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.

## **ABSTRAK**

*Dalam kehidupan sehari-hari kita sering bekerja dengan menggunakan bantuan mesin, dimana mesin merupakan salah satu sumber penghasil getaran. Getaran pada mesin dapat terjadi ke segala arah, namun untuk mesin-mesin tertentu getaran yang terjadi cenderung ke arah translasi dan rotasinya. Kehadiran getaran tersebut sering menyebabkan keausan berlebihan pada bantalan, keretakan, dan kerusakan mekanik lainnya. Apalagi jika getaran yang ditimbulkan secara berlebihan karena frekuensi operasinya mendekati atau bahkan sama dengan frekuensi natural dari sistem tersebut. Salah satu cara untuk meredam atau bahkan menghilangkan getaran pada suatu sistem yaitu dengan menggunakan DVA (Dynamic Vibration Absorber). Pada beberapa penelitian yang dilakukan sebelumnya untuk memanfaatkan energi kinetik getaran menjadi energi listrik. Adapun metode yang dilakukan untuk mengkonversinya menggunakan cantilever piezoelectric.*

*Dalam penelitian Tugas Akhir ini dilakukan rancang bangun dan analisis mekanisme alat vibration absorber dan energy harvester metode cantilever piezoelectric vibration absorber (CPVA) dalam skala laboratorium. Dalam penelitian ini terdapat 2 sistem yaitu sistem utama dan sistem CPVA. Sistem*

utama dengan dimensi (50 x 50 x 96)cm terdiri dari motor listrik sebagai sumber gaya luar dengan frekuensi putaran yang divariasikan sebesar  $f_1$ (5.8 Hz),  $f_2$ (6.4 Hz), dan  $f_3$  (7.1 Hz). Batang penekan sebagai penerus gaya dari motor ke massa utama, dimana massa utama 7kg berupa meja datar yang ditumpu empat buah pegas dengan konstanta  $k_1 = 4700$  N/m dan  $k_2 = 7200$  N/m sehingga meja dapat bergerak translasi dan rotasi. CPVA berbentuk box dengan dimensi (13 x 10 x 22) cm diletakkan di atas massa utama sebagai peredam yang memiliki massa absorber 0.875 kg dan pegas absorber 1428 N/m dengan variasi jarak peletakan dari titik tengah massa utama sejauh  $b_1$  (0 cm),  $b_2$  (10 cm), dan  $b_3$  (20 cm). CPVA terdiri dari massa tambahan, pegas tambahan, poros pengarah gerak massa absorber, dan piezoelectric model cantilever yang dipasang pada massa absorber dengan variasi jumlah sebanyak  $n_1$  (4),  $n_2$  (6), dan  $n_3$  (8) buah PZT.

Dari penelitian yang dilakukan, nilai persentase redaman terbesar pada frekuensi natural awal sistem (6.4 Hz) terjadi pada jarak peletakan CPVA sejauh  $b_2$  dengan redaman yang sangat signifikan 96,63 % untuk respon translasi dan 99,37 % untuk respon rotasi. Selain itu, dari hasil pengujian dengan melakukan variasi jumlah piezoelectric diperoleh hasil bahwa semakin banyak jumlah PZT yang digunakan maka semakin besar pula tegangan listrik yang dihasilkan dan semakin besar getaran yang terjadi pada massa absorber maka tegangan listrik yang dihasilkan juga semakin besar. Pada peletakan CPVA sejauh  $b_2$  listrik yang dihasilkan sebesar 0.05 V untuk penggunaan 8 buah PZT pada frekuensi kerja 6.4 Hz.

**Kata kunci : Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA), energy harvester, frekuensi, letak CPVA, translasi dan rotasi.**

## ABSTRACT

*In everyday life we often work with the help of machines, where the machine is one source of vibration producer. Vibration on the engine can occur in all directions, but for certain machines the vibrations that occur in the direction of translation and rotation. The presence of vibration often causes excessive wear on bearing, cracking, and other mechanical damage. Be if the vibrations generated in general. One way to dampen or even a system using DVA (Dynamic Vibration Absorber). In some previous studies to use the kinetic energy of vibration into electrical energy. The method used to convert it using a piezoelectric cantilever.*

*In this final project, design and analysis of vibration absorbing mechanism and harvesting method of piezoelectric vibration absorption energy (CPVA) in laboratory scale. In this research there are 2 system that is main system and CPVA system. The main system dimension (50 x 50 x 96) cm consists of an electric motor as an outer force source with varying rotation frequencies of  $f_1$  (5.8 Hz),  $f_2$  (6.4 Hz), and  $f_3$  (7.1 Hz). Pressure rod as the successor force from the motor to the main mass, where the main mass 7kg is a flat table mounted by four springs with constant  $k_1 = 4700 \text{ N/m}$  and  $k_2 = 7200 \text{ N/m}$  so that the table can move translations and rotations. CPVA is boxed with dimensions (13 x 10 x 22) cm placed over the main mass as a damper having a mass of 0.875 kg absorber and an absorber spring of 1428 N/m with variations in the distance of the main mass as far as  $b_1$  (0 cm),  $b_2$  (10 cm), and  $b_3$  (20 cm). CPVA consists of auxiliary mass, auxiliary springs, driven mass motion absorber shaft, and cantilever piezoelectric model mounted on absorber mass with variations in numbers of  $n_1$  (4),  $n_2$  (6), and  $n_3$  (8) PZT.*

*From the research, the highest percentage of attenuation at the early natural frequency of the system (6.4 Hz) occurred at*

*CPVA laying distance as far as  $b_2$  with significant attenuation of 96.63% for translational response and 99.37% for rotational response. In addition, from the test results by varying the number of piezoelectric results obtained that the more the number of PZT used the greater the voltage generated electricity and the greater the vibration that occurs in the mass of the absorber then the resulting electric voltage is also greater. At CPVA laying as far as  $b_2$  electricity is generated at 0.05 V for the use of 8 PZT pieces at a working frequency of 6.4 hz.*

***Keywords: Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA), energy harvester, frequency, CPVA location, translation and rotation.***



## KATA PENGANTAR

Dengan menyebut nama Allah SWT yang Maha Pengasih lagi Maha Penyayang, dengan puja dan puji syukur atas kehadiran-Nya, yang telah melimpahkan rahmat dan hidayah-Nya. Sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan baik dan sesuai dengan apa yang diharapkan. Penulisan laporan tugas akhir ini dimaksudkan sebagai syarat kelulusan untuk memperoleh gelar sarjana Teknik bidang studi desain departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis menyadari bahwa dalam penyusunan laporan tesis ini telah banyak pihak yang membantu. Oleh karena itu, penulis mengucapkan terima kasih kepada:

1. Allah SWT dan Nabi Muhammad SAW.
2. Bapak Manysur dan Ibu Nurhayati yang telah menjadi orang tua paling sempurna bagi penulis.
3. Ibu Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT. Selaku dosen pembimbing tugas akhir penulis yang selalu meluangkan waktu untuk memberikan arahan, petunjuk, dan semangat kepada penulis dalam penyusunan tugas akhir ini.
4. Bapak Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST. M. Eng, Bapak Prof. Ir. I Nyoman Sutantra., M. Sc., Ph. D, dan Bapak Achmad Syaifudin., ST., M. Eng, Ph. D. Selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dalam penyusunan tugas akhir.
5. Segenap dosen dan karyawan Departemen Teknik Mesin ITS yang telah memberikan bekal ilmu dan membantu selama masa perkuliahan
6. Teman-teman bimbingan TA Ibu Wiwiek : Faiz, Wisnu, Adit, Bambang, Arif, Vincent, Ricky, Rahma, dan Merza atas bantuannya dalam pengerjaan tugas akhir ini.
7. Teman-teman lab. Vibrasi dan Sistem Dinamis yang senantiasa menemani dan menghibur penulis selama pengerjaan tugas akhir.

8. Serta semua pihak yang penulis tidak bisa penulis sebutkan satu persatu yang telah banyak membantu penulis dalam menyelesaikan tugas akhir ini.

Dengan segala keterbatasan kemampuan dan pengetahuan penulis, sangat mungkin Tugas Akhir ini masih jauh dari sempurna. Oleh karena itu, penulis meminta maaf dan penulis harapkan adanya kritik dan saran dari para pembaca demi kesempurnaan Tugas Akhir ini kedepannya. Semoga hasil penelitian Tugas Akhir ini dapat bermanfaat sebagai ilmu bagi yang membacanya dan sebagai referensi untuk penelitian selanjutnya.

Surabaya, Juli, 2017

Penulis

## DAFTAR ISI

<b>ABSTRAK .....</b>	<b>I</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>III</b>
<b>KATA PENGANTAR .....</b>	<b>V</b>
<b>DAFTAR ISI .....</b>	<b>VII</b>
<b>DAFTAR GAMBAR .....</b>	<b>XI</b>
<b>DAFTAR TABEL .....</b>	<b>XV</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN .....</b>	<b>1</b>
1.1. LATAR BELAKANG MASALAH .....	1
1.2. RUMUSAN PERMASALAHAN .....	2
1.3. BATASAN MASALAH .....	3
1.4. TUJUAN .....	3
1.5. MANFAAT .....	4
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI .....</b>	<b>5</b>
2.1 TINJAUAN PUSTAKA .....	5
2.2 DASAR TEORI .....	15
2.2.1 Derajat Kebebasan ( <i>Degree of Freedom</i> ) .....	15
2.2.2 <i>Response of a Damped System Under the Harmonic Motion of the Base</i> .....	17
2.2.3 <i>Dynamic Vibration Absorber (DVA)</i> .....	18
2.2.4 Dasar Teori Piezoelectric Material .....	25
2.2.5 <i>Cantilever Piezoelektrik</i> .....	28
2.2.6 <i>Susunan Piezoelectric</i> .....	31
2.2.7 <i>Perhitungan Teoritis Energi Listrik Bangkitan Piezoelectric</i> .....	33
<b>BAB III METODOLOGI PENELITIAN .....</b>	<b>35</b>
3.1 TAHAPAN PENELITIAN .....	35
3.2 PENJELASAN DIAGRAM ALIR PENELITIAN .....	35
3.2.1 <i>Studi literatur</i> .....	35
3.2.2 <i>Identifikasi masalah</i> .....	36
3.2.3 <i>Membuat rancangan alat simulator getar dan rancangan CPVA</i> .....	36
3.2.4 <i>Proses pembuatan dan perakitan alat simulator getar dan alat CPVA</i> .....	37

3.2.5	<i>Pengujian alat</i> .....	37
3.2.6	<i>Pengambilan data</i> .....	38
3.2.7	<i>Pengolahan data</i> .....	38
3.2.8	<i>Hasil &amp; kesimpulan</i> .....	38
3.3	RANCANGAN MEKANISME .....	38
3.3.1	<i>Rancangan simulator getar</i> .....	38
3.3.2	<i>Rancangan CPVA</i> .....	43
3.4	ANALISA TEORITIS .....	48
3.4.1	<i>Persamaan Matematis Sistem Utama Tanpa CPVA</i> .....	49
3.4.2	<i>Persamaan Matematis Sistem Utama Dengan CPVA</i> ....	52
3.5	PENGUJIAN .....	56
3.5.1	<i>Peralatan pengujian</i> .....	56
3.5.2	<i>Skema pengujian</i> .....	58
3.5.3	<i>Flowchart pengambilan data gerak translasi dan rotasi</i> .....	60
<b>BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN .....</b>		<b>63</b>
4.1	HASIL RANCANGAN .....	63
4.1.1	<i>Mekanisme Simulator Getaran</i> .....	63
4.1.2	<i>Mekanisme CPVA</i> .....	70
4.2	PEMODELAN MATEMATIS .....	73
4.2.1	<i>Pemodelan Matematis Tanpa CPVA</i> .....	73
4.2.2	<i>Pemodelan Matematis Dengan CPVA</i> .....	76
4.3	ANALISA PENGUJIAN.....	79
4.3.1	PENGUJIAN SISTEM UTAMA TANPA CPVA .....	80
4.3.2	<i>Pengujian Sistem Utama Dengan CPVA</i> .....	85
4.4	ANALISA PENGARUH JARAK PELETAKAN CPVA TERHADAP RESPON TRANSLASI DAN ROTASI .....	94
4.5	ANALISA REDAMAN .....	96
4.5.1	<i>Saat CPVA Dipasang Pada Jarak <b>b1</b></i> .....	96
4.5.2	<i>Saat CPVA Dipasang Pada Jarak <b>b2</b></i> .....	98
4.5.3	<i>Saat CPVA Dipasang Pada Jarak <b>b3</b></i> .....	99
4.6	ANALISA HUBUNGAN REDAMAN DENGAN VOLTASE BANGKITAN.....	101
4.7	ANALISA HAIL SIMULASI .....	102
4.7.1	<i>Analisa Simulasi Tanpa CPVA</i> .....	102

4.7.2	<i>Analisa Simulasi dengan CPVA</i> .....	104
<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN</b> .....		<b>109</b>
5.1	KESIMPULAN.....	109
5.2	SARAN.....	110
<b>DAFTAR PUSTAKA</b> .....		<b>XVII</b>
<b>LAMPIRAN</b> .....		<b>XIX</b>
<b>BIODATA PENULIS</b> .....		<b>XXVII</b>

***“Halaman ini sengaja dikosongkan”***

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Model matematis sistem dengan DVA [1].	5
Gambar 2. 2 Respon dari sistem utama tanpa sistem DVA [1].	6
Gambar 2. 3 Respon dari sistem utama setelah ditambahkan sistem DVA [1].	7
Gambar 2. 4 <i>Response of main system with damping</i> [1].	8
Gambar 2. 5 Pemodelan mesin rotasi tanpa DVA [2].	9
Gambar 2. 6 Pemodelan matematis mesin rotasi dengan penambahan DVA [2].	9
Gambar 2. 7 Mekanisme <i>Dual Dynamic Vibration</i>	11
Gambar 2. 8 Mekanisme dari penelitian dong-gun Kim,dkk [4].	12
Gambar 2. 9 <i>Output voltage by motor speed variation</i> [4].	13
Gambar 2. 10 <i>Output voltage by displacement variation</i> [4].	13
Gambar 2. 11 Schematic of cantilever with a piezoelectric element [4].	14
Gambar 2. 12 Karakteristik <i>output voltage</i> terhadap variasi beban. (a) panjang <i>cantilever</i> 150mm (b) panjang <i>cantilever</i> 170mm (c) panjang <i>cantilever</i> 210mm [4].	15
Gambar 2. 13 Sistem <i>undamped</i> dengan 3 DOF [5].	16
Gambar 2. 14 <i>Base Excitation</i> [5].	17
Gambar 2. 15 Mekanisme DVA pada motor – Generator set [5].	19
Gambar 2. 16 <i>Undamped dynamic vibration absorber</i> [5].	19
Gambar 2. 17 <i>Effect of undamped vibration absorber on the response of machine</i> [5].	22
Gambar 2. 18 <i>Damped dynamic vibration absorber</i> [5].	23
Gambar 2. 19 Pengaruh <i>Damped Vibration Absorber</i> pada Mesin [5].	24
Gambar 2. 20 Beberapa contoh bentuk <i>piezoelectric</i> . [6].	26
Gambar 2. 21 <i>Cantilever piezoelectric</i> [6].	28
Gambar 2. 22 <i>Free body diagram</i> dari <i>cantilever piezoelectric</i> [6].	29
Gambar 2. 23 Model pemanen energi kinetik menggunakan <i>cantilever piezoelectric</i> [6].	30
Gambar 2. 24 Rangkaian listrik pemanen energi kinetik [6].	30
Gambar 2. 25 Susunan paralel material <i>piezoelectric</i> [6].	31
Gambar 2. 26 Konstanta pegas disusun paralel [6].	31
Gambar 2. 27 <i>Piezoelectric</i> disusun secara seri [6].	32

Gambar 2. 28 sirkuit elektromagnetik pada <i>cantilever piezoelectric</i> [6].....	33
Gambar 3. 1 <i>Flowchart</i> penelitian .....	35
Gambar 3. 2 Rancangan alat simulator .....	36
Gambar 3. 3 Rancangan alat CPVA.....	37
Gambar 3. 4 Bagian utama alat simulator getar.....	38
Gambar 3. 5 Rancangan suspensi meja.....	40
Gambar 3. 6 Defleksi statis pegas .....	40
Gambar 3. 7 Bagian-bagian mekanisme penggerak .....	42
Gambar 3. 8 Motor listrik DC .....	43
Gambar 3. 9 Komponen utama alat CPVA.....	44
Gambar 3. 10 Susunan pegas pada sistem CPVA.....	44
Gambar 3. 11 Komponen – komponen massa absorber .....	45
Gambar 3. 12 Poros pengarang massa absorber .....	46
Gambar 3. 13 Box CPVA.....	46
Gambar 3. 14 <i>Piezoelectric</i> model cantilever .....	47
Gambar 3. 15 Kabel listrik .....	48
Gambar 3. 16 Protoboard .....	48
Gambar 3. 17 Model matematis dari sistem utama tanpa CPVA .....	49
Gambar 3. 18 <i>free body diagram</i> massa utama.....	50
Gambar 3. 19 Model matematis dari sistem utama dengan CPVA .....	52
Gambar 3. 20 <i>free body diagram</i> (a) massa absorber .....	53
Gambar 3. 21 Power supply. ....	56
Gambar 3. 22 Oscilloscope. ....	57
Gambar 3. 23 Digital laser tachometer LCD. ....	57
Gambar 3. 24 <i>Accelerometer probe</i> . ....	58
Gambar 3. 25 Skema pengujian gerak translasi.....	58
Gambar 3. 26 Skema pengujian gerak rotasi .....	59
Gambar 3. 27 <i>Flowchart</i> pengambilan data.....	61
Gambar 4. 1 Simulator Getaran.....	63
Gambar 4. 2 Grafik pengujian pegas <b><math>k_1/2</math></b> .....	66
Gambar 4. 3 Grafik pengujian pegas <b><math>k_2/2</math></b> .....	66
Gambar 4. 4 Hasil pengukuran getaran bebas.....	67
Gambar 4. 5 Grafik hasil pengukuran getaran bebas sistem utama.....	68
Gambar 4. 6 CPVA .....	70



Gambar 4. 7 Grafik pengujian pegas <b>k3</b> .....	72
Gambar 4. 8 Grafik hasil pengukuran getaran bebas sistem CPVA. ....	73
Gambar 4. 9 Skema pengujian alat .....	79
Gambar 4. 10 Respon sistem saat (a) 5.76 hz (b) 6.4 hz .....	80
Gambar 4. 11 Grafik data respon percepatan dengan fariasi frekuensi .....	82
Gambar 4. 12 Grafik respon percepatan sistem utama tanpa CPVA .....	83
Gambar 4. 13 Grafik respon sistem utama dengan banyak variasi frekuensi eksitasi. ....	84
Gambar 4. 14 Respon sistem utama dengan CPVA pada jarak <b>b1</b> dengan .....	86
Gambar 4. 15 Energi bangkitan CPVA dalam voltase (a) dengan 4 PZT .....	87
Gambar 4. 16 Grafik output RMS (a) respon sistem dan (b) energi bangkitan .....	88
Gambar 4. 17 Grafik respon sistem dengan penambahan CPVA pada jarak <b>b1</b> .....	89
Gambar 4. 18 Grafik output RMS (a) respon sistem dan (b) energi bangkitan .....	90
Gambar 4. 19 Grafik output RMS (a) respon sistem dan (b) energi bangkitan .....	92
Gambar 4. 20 Respon sistem utama ( a) arah translasi (b) arah rotasi .....	95
Gambar 4. 21 Grafik redaman CPVA pada jarak <b>b1</b> . ....	97
Gambar 4. 22 Grafik redaman CPVA pada jarak <b>b2</b> .....	98
Gambar 4. 23 Grafik redaman CPVA pada jarak <b>b2</b> . ....	100
Gambar 4. 24 Grafik hubungan reduksi dengan voltase bangkitan .....	102
Gambar 4. 25 Grafik perbandingan respon sistem utama tanpa CPVA .....	103
Gambar 4. 26 Grafik perbandingan respon sistem dengan CPVA arah translasi (a) pada simulasi dan (b) pada eksperimen .....	105
Gambar 4. 27 Grafik perbandingan respon sistem dengan CPVA arah rotasi (a) pada simulasi dan (b) pada eksperimen .....	107

***“Halaman ini sengaja dikosongkan”***

## DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 <i>Response of Primary and Absorber System</i> [1].....	8
Tabel 2. 2 Energi bangkitan, <i>displacement</i> dan kapasitansi pada material <i>piezoelectric</i> [6].....	27
Tabel 2. 3 Sifat Mekanik Beberapa Material <i>Piezoelectric</i> [6] ...	28
Tabel 4. 1 Massa utama.....	64
Tabel 4. 2 pengujian <b><math>k_1/2</math></b> .....	65
Tabel 4. 3 pengujian <b><math>k_2/2</math></b> .....	66
Tabel 4. 4 Redaman sistem utama .....	70
Tabel 4. 5 pengujian <b><math>k_3/2</math></b> .....	72
Tabel 4. 6 Redaman sistem CPVA .....	73
Tabel 4. 7 frekuensi natural sistem dengan CPVA .....	79
Tabel 4. 8 Redaman CPVA pada jarak <b><math>b_1</math></b> .....	96
Tabel 4. 9 Redaman CPVA pada jarak <b><math>b_2</math></b> .....	98
Tabel 4. 10 Redaman CPVA pada jarak <b><math>b_3</math></b> .....	100

***“Halaman ini sengaja dikosongkan”***

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1. Latar Belakang Masalah**

Dalam kehidupan sehari-hari kita sering bekerja dengan menggunakan bantuan mesin, dimana mesin merupakan salah satu sumber penghasil getaran. Getaran pada mesin dapat terjadi ke segala arah, namun untuk mesin-mesin tertentu getaran yang terjadi cenderung ke arah translasi dan rotasinya, seperti getaran yang terjadi pada mesin bubut, mesin bor dan sejenisnya. Kehadiran getaran tersebut sering menyebabkan keausan berlebih pada bantalan, keretakan, dan kerusakan mekanik lainnya. Apalagi jika getaran yang ditimbulkan secara berlebihan karena frekuensi operasinya mendekati atau bahkan sama dengan frekuensi natural dari sistem tersebut. Jika hal ini dibiarkan, maka kinerja mesin tersebut menurun atau bahkan membuat mesin tersebut tidak dapat dioperasikan. Oleh sebab itu sangat penting untuk dapat meredam atau bahkan menghilangkan getaran tersebut. Salah satu cara untuk meredam atau bahkan menghilangkan getaran pada suatu sistem yaitu dengan menggunakan DVA (*Dynamic Vibration Absorber*).

Sebagai peredam, DVA terdiri dari massa tambahan dan kekakuan yang menempel pada massa utama dari sistem yang bergetar. Massa tambahan dan kekakuan yang menempel pada massa utama ini menyerap getaran yang dihasilkan oleh massa utama, Sehingga sistem dapat dioperasikan di sekitar atau bahkan pada frekuensi natural awal sistem. Getaran yang diserap oleh DVA merupakan energi kinetis yang dapat kita manfaatkan. Salah satu metode dari *Energy harvesting* yaitu dengan menggunakan *piezoelectric* yang mana material ini dapat menghasilkan listrik saat menerima impuls kinetis seperti getaran.

Pada penelitian ini dibahas tentang peredaman getaran berlebih pada arah translasi dan rotasi dan juga pemanfaatan *piezoelectric* sebagai pengubah energi kinetis mejadi energilistrik.

Penelitian ini dilakukan dalam skala laboratorium, sehingga untuk menggambarkan getaran translasi dan rotasi dari suatu mesin, dibuat sebuah simulator getaran yaitu sistem utama. Dimana getaran translasi dan rotasi diakibatkan oleh konstanta pegas yang berbeda antara sisi kiri dengan sisi kanan.

Pada penelitian ini dititik beratkan pada mekanisme *Cantilever piezoelectric Vibration Absorber* (CPVA) yang dapat meredam dan sekaligus dapat menghasilkan energi listrik akibat getaran translasi dan rotasi dari sistem utama. CPVA diletakkan pada sistem utama dengan variasi jumlah *piezoelectric* dan variasi jarak CPVA dari titik tengah massa utama. Yang mana nantinya diketahui pengaruh jumlah *piezoelectric* terhadap energi listrik yang dihasilkan, dan pengaruh jarak peredam dari titik tengah sumber getaran terhadap besarnya getaran yang dapat diredam dari sistem utama.

## 1.2. Rumusan Permasalahan

Dari latar belakang di atas, maka diperlukan penelitian lebih lanjut mengenai model mekanisme dari sistem utama yang menggambarkan getaran dan CPVA yang dapat meredam getaran translasi dan rotasi sekaligus menghasilkan energi listrik dari *piezoelectric* model cantilever dalam skala laboratorium. Dimana sistem utama terdiri dari motor listrik sebagai sumber gaya luar, batang penekan yang berfungsi sebagai penerus gaya dari motor ke massa utama, dimana massa utama berupa meja dari plat datar yang ditumpu oleh empat buah pegas dengan nilai konstanta yang dapat dibedakan sehingga meja dapat bergetar secara translasi dan rotasi .

Untuk CPVA berbentuk box yang diikat pada massa utama dengan variasi jarak peletakan dari titik tengah massa utama. CPVA terdiri dari massa tambahan, pegas tekan, pengarah gerak massa *absorber*, dan *piezoelectric* model *cantilever* yang dipasang pada massa tambahan. Maka dari itu, penelitian ini menitik beratkan pada besarnya getaran yang diredam dan energi listrik yang dihasilkan saat penambahan CPVA pada sistem

utama. Sehingga, adapun permasalahan dalam penelitian ini adalah:

1. Bagaimana merancang dan membangun alat simulator getar yang dapat menghasilkan getaran translasi dan rotasi serta memiliki frekuensi berbeda.
2. Bagaimana merancang dan membangun CPVA yang dapat meredam getaran translasi dan rotasi sekaligus menghasilkan energi listrik.
3. Bagaimana pengaruh variasi frekuensi kerja terhadap getaran yang dihasilkan oleh sistem utama.
4. Bagaimana pengaruh variasi jarak peletakan CPVA dari titik tengah massa utama terhadap getaran yang diredam.
5. Bagaimana pengaruh variasi jumlah dari *piezoelektrik* yang digunakan terhadap energi listrik yang dihasilkan.

### 1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang diberlakukan agar penelitian dapat berjalan secara fokus dan terarah serta dapat mencapai tujuan yang diinginkan, adalah sebagai berikut:

1. Parameter yang divariasikan hanya frekuensi motor, jarak peletakan CPVA terhadap titik tengah massa utama, dan jumlah *piezoelectric* yang digunakan.
2. Nilai kekakuan pegas yang digunakan disesuaikan dengan ketersediaan dipasaran.
3. Defleksi pada meja diabaikan.
4. Getaran pada meja hanya dianalisa pada gerak translasi dan rotasi.

### 1.4 Tujuan

Tujuan dari penelitian ini adalah melakukan studi eksperimen untuk :

1. Merancang dan membangun alat simulator getaran yang dapat menghasilkan getaran translasi dan rotasi serta memiliki frekuensi berbeda.

2. Merancang dan membuat alat CPVA yang dapat meredam getaran translasi dan rotasi sekaligus menghasilkan energi listrik.
3. Mengetahui pengaruh variasi frekuensi kerja terhadap getaran yang dihasilkan oleh sistem utama.
4. Mengetahui pengaruh variasi jarak peletakan CPVA dari titik tengah massa utama terhadap getaran yang diredam.
5. Mengetahui pengaruh variasi jumlah *piezoelectric* yang digunakan terhadap listrik yang dihasilkan.

## **1.5 Manfaat**

Manfaat dari penelitian adalah :

1. Membantu mahasiswa untuk lebih memahami konsep DVA
2. Dapat dijadikan sebagai referensi untuk penelitian selanjutnya.
3. Dapat dijadikan sebagai media ajar sumber energi listrik alternatif.



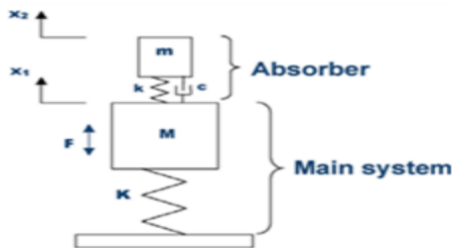
## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

#### 2.1 Tinjauan Pustaka

Pada tahun 2016 dilakukan penelitian [1] yang menjelaskan bahwa *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) adalah salah satu mekanisme yang dapat digunakan untuk mengurangi atau menghilangkan getaran yang tidak diinginkan, dengan cara menempelkan mekanisme DVA pada sistem utama yang ingin dilindungi dari getaran yang berlebihan. Dengan demikian sistem keseluruhan menjadi *two degree of freedom* (2 DOF) yang memiliki dua frekuensi natural.

Semakin banyak frekuensi natural yang dimiliki oleh sistem maka semakin terbatas pula variasi kecepatan mesin yang dapat dioperasikan. Sehingga penggunaan mekanisme DVA diperuntukkan pada mesin yang beroperasi dengan kecepatan konstan yang disetel untuk satu frekuensi tertentu, berikut gambaran dari mekanisme DVA.



Gambar 2. 1 Model matematis sistem dengan DVA [1].

Sistem pada gambar diatas terdiri dari :

- $M$  = massa pada sistem utama (kg)
- $m$  = massa pada sistem *absorber* (kg)
- $K$  = pegas pada sistem utama (N/m)
- $k$  = pegas pada sistem *absorber* (N/m)
- $F$  = gaya eksitasi (N)
- $x_1$  = perpindahan pada sistem utama (m)

$x_2$  = perpindahan pada sistem *absorber* (m)

$C$  = *damping* (N-s/m)

Dengan persamaan gerak sebagai berikut :

$$M\ddot{x}_1 + Kx_1 + k(x_1 - x_2) + C(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = F_0 \sin \omega t$$

$$m\ddot{x}_2 + k(x_2 - x_1) + C(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \quad (2.1)$$

Dari penelitian yang dilakukan, diperoleh bahwa reduksi getaran pada sistem utama dipengaruhi oleh tiga parameter yaitu *mass ratio* ( $\mu$ ) =  $m/M$ , *damping ratio* ( $\zeta$ ) =  $C/C_c$ , dan *tunning ratio* ( $f$ ) =  $\omega_a/\omega_m$  [1].

dimana :

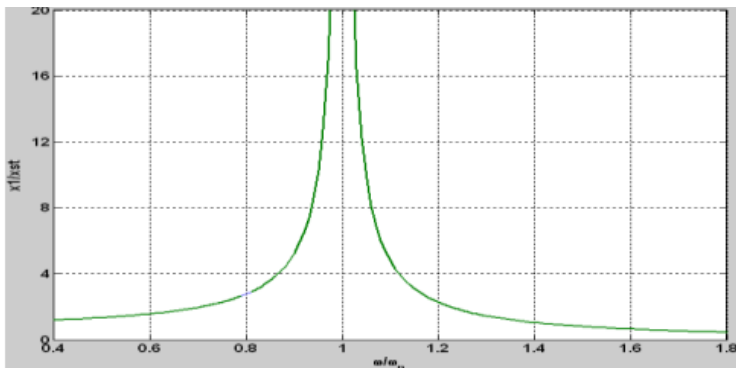
$$C_c \text{ ('critical' damping)} = 2m\omega_a \quad (\text{N-s/m})$$

$$\omega_a \text{ (natural frequency of absorber)} = \sqrt{k/m} \quad (\text{rad/sec})$$

$$\omega_m \text{ (natural frequency of main system)} = \sqrt{K/M} \quad (\text{rad/sec})$$

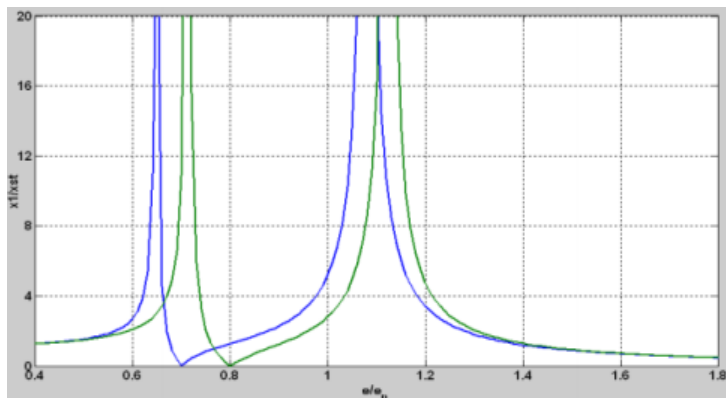
Dengan melakukan beberapa percobaan menggunakan program MATLAB diperoleh grafik dan data seperti berikut :

Respon *main system* tanpa *absorber system*, pada gambar 2.2, kondisi resonansi dimana  $f = 1$  terjadi respon perpindahan (*displacement*) yang tak terhingga.



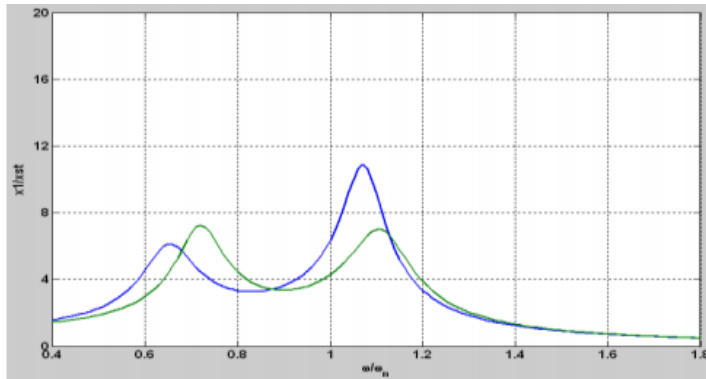
Gambar 2. 2 Respon dari sistem utama tanpa sistem DVA [1].

Respon setelah ditambahkan *absorber system* tanpa damping dengan nilai *mass ratio* ( $\mu$ ) = 0.2 dan *tuning ratio* ( $f$ ) = 0.7 hingga 0.8, terjadi penurunan respon perpindahan yang sangat signifikan namun sistem jadi memiliki dua frekuensi natural yang berada di atas dan dibawah dari frekuensi natural awal sistem. seperti tampak pada gambar 2.3.



Gambar 2. 3 Respon dari sistem utama setelah ditambahkan sistem DVA [1].

Massa absorber yang lebih besar membuat jarak antar frekuensi natural yang pertama dengan frekuensi natural yang kedua menjadi semakin lebar, sehingga frekuensi kerja mesin jadi lebih aman. Namun dengan massa *absorber* yang lebih besar sangat tidak efektif terutama untuk mesin yang berukuran besar. Dalam contoh penambahan damping, damping dapat menjadikan peredaman lebih baik dengan melebarkan jarak antar frekuensi natural sistem dan respon dari sistem jauh lebih teredam. Berikut grafik yang menggambarkan respon sistem ketika diberikan  $\zeta = 0.125$ ,  $\mu = 0.2$ ,  $f = 0.7$  hingga 0.8, tampak pada gambar 2.4.



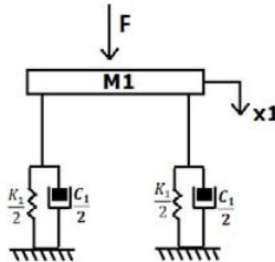
Gambar 2. 4 *Response of main system with damping* [1].

Adapun data hasil penelitian yang dilakukan [1], dengan melakukan variasi terhadap  $\mu$ ,  $f$ , dan  $\zeta$  adalah sebagai berikut.

Tabel 2. 1 *Response of Primary and Absorber System* [1].

Sr.No	$\mu$	$f$	$\zeta = 0.0$	$\zeta = 0.125$	$\zeta = 0.25$	$\zeta = 0.05$
	(m/M)	( $\omega a / \omega m$ )	X1	X1	X1	X1
1	0.05	0.8	39	40	40	45
2	0.1	0.8	32	35	37	45
3	0.15	0.8	27.5	30	33	43
4	0.2	0.8	24	27	30	41
5	0.05	0.9	46	50	67	87
6	0.1	0.9	34	40	52	80
7	0.15	0.9	28	32	43	73
8	0.2	0.9	25	28	33	61
9	0.05	1	45	61	95	160
10	0.1	1	32	38	50	80
11	0.15	1	26	30.5	39.5	53
12	0.2	1	22.5	26	30.5	45

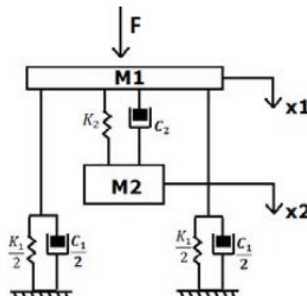
Sebelumnya pada tahun 2013 telah ada penelitian mengenai DVA [2]. Dalam penelitian ini, untuk menggambarkan getaran pada mesin rotasi, dibuat sebuah pemodelan matematis yang tampak seperti pada gambar 2.5.



Gambar 2. 5 Pemodelan mesin rotasi tanpa DVA [2].

Sistem mesin rotasi tanpa DVA diatas terdiri dari massa mesin rotasi ( $M_1$ ), pegas ( $K_1$ ), damper ( $C_1$ ) dan gaya luar yang berupa getaran dari rotor mesin akibat dari gaya eksentrisitas dari rotor tersebut. Dimana prinsip kerja dari mekanisme simulator getar ini cukup sederhana yaitu ketika mesin dinyalakan, timbul gaya luar yang membuat  $M_1$  bergerak naik turun, sementara  $K_1$  dan  $C_1$  menahan dan meredam pergerakan dari  $M_1$ . dalam pemodelan ini digunakan konstanta pegas ( $K_1$ ) sebesar 35000 N/m dan Kosntanta damper ( $C_1$ ) sebesar 2700 N.s/m.

Sementara untuk pemodelan sistem mesin rotasi dengan penambahan DVA tampak pada gambar 2.6.



Gambar 2. 6 Pemodelan mesin rotasi dengan DVA [2].

Yang dimaksud DVA pada gambar diatas yaitu massa  $M_2$ , pegas  $K_2$ , dan damper  $C_2$  yang diletakkan menggantung, dengan tujuan agar getaran pada  $M_1$  dapat diredam.

Adapun data-data penting dari mesin tersebut yaitu :

Model Mesin : Mitshubishi S6K

Berat Mesin : 1100 Kg

Berat Alternator (Casing + Rotor) : 467,69 Kg

Berat Total (Mesin + Alternator) : 1567,69 kg

Berat rotor : 337 kg

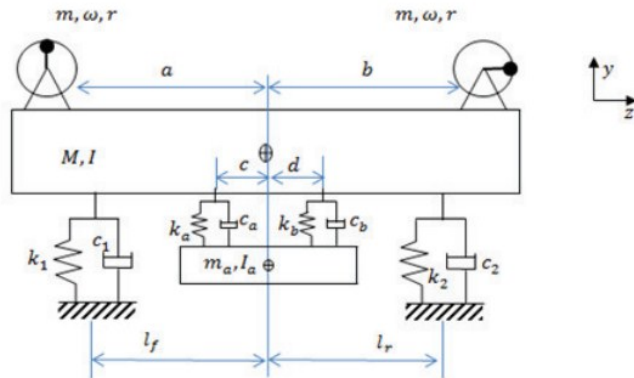
Speed Operation : 1500 rpm

Critical Speed : 1376 rpm

Pada awalnya sistem dioperasikan tanpa ada penambahan DVA dan kemudian membandingkannya dengan sistem yang dioperasikan menggunakan penambahan DVA. Pada sistem DVA terdapat tiga parameter penting yang dapat divariasikan agar peredaman bisa terjadi secara maksimal yaitu nilai dari massa  $M_2$ , nilai konstanta kekakuan  $K_2$  dan nilai konstanta damper  $C_2$ .

Untuk penelitian ini [2], diperoleh redaman yang terbaik dengan nilai massa  $M_2$  sebesar 783,845 kg, konstanta kekakuan  $K_2$  sebesar 10.000 N/m dan konstanta damper  $C_2$  sebesar 2000 N.s/m. Dan redaman yang diperoleh yaitu 16,6 % untuk max overshoot dan 65,5 % untuk min overshoot.

Pada tahun 2016 dilakukan studi pengaruh penambahan *Dual Dynamic Vibration Absorber (DDVA)-Dependent* terhadap respon getaran translasi dan rotasi pada sistem utama 2-DOF [3]. Pada penelitian ini dilakukan proses reduksi getaran sistem utama dengan menambahkan *DDVA-dependent*. DVA yang digunakan adalah DVA yang memiliki 2 gerakan, yaitu gerakan arah translasi dan rotasi yang saling terkait untuk mereduksi getaran pada sistem utama . Skema alat yang digunakan pada penelitian ini tampak seperti pada gambar berikut.



Gambar 2. 7 Mekanisme *Dual Dynamic Vibration*

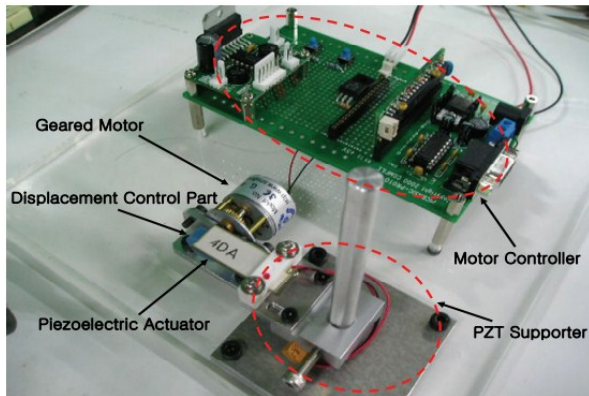
*Absorber (DDVA)-Dependent [3]*

Parameter yang digunakan sebagai berikut :

M	: 13,884 Kg	lf, lr	: 0,145 m
k1, k2	: 44802,72 N/m	I	: 0,323 Kg
a,b	: 0,26 m	ca	: 2,1979 N.s/m
m	: 0,14 Kg	L	: 0.53 m
c1, c2	: 60,199 N.s/m		

Berdasarkan hasil simulasi yang telah dilakukan terjadi penurunan getaran akibat adanya penambahan masa *absorber* pada sistem utama. pereduksian getaran maksimum terjadi pada saat sistem utama diberikan massa tambahan dengan rasio inersia massa *absorber* sebesar 1/10 dan rasio jarak *cantilever absorber* sebsar 1. Dimana pada kondisi ini jarak antar kedua resonan yang terjadi tidak terlalu jauh. Dan analisa hasil penelitian menunjukkan bahwa gerak translasi sistem utama hanya dipengaruhi oleh gerak translasi dari masa *absorber*, dan gerak rotasi sistem utama hanya dipengaruhi oleh gerak rotasi massa *absorber*

Kemudian untuk tinjauan pustaka selanjutnya diambil dari penelitian mengenai *energy harvesting strategy using piezoelectric element driven by vibration method* [4]. Pada penelitian ini dilakukan uji eksperimen dengan skema alat tampak seperti pada gambar 2.8.

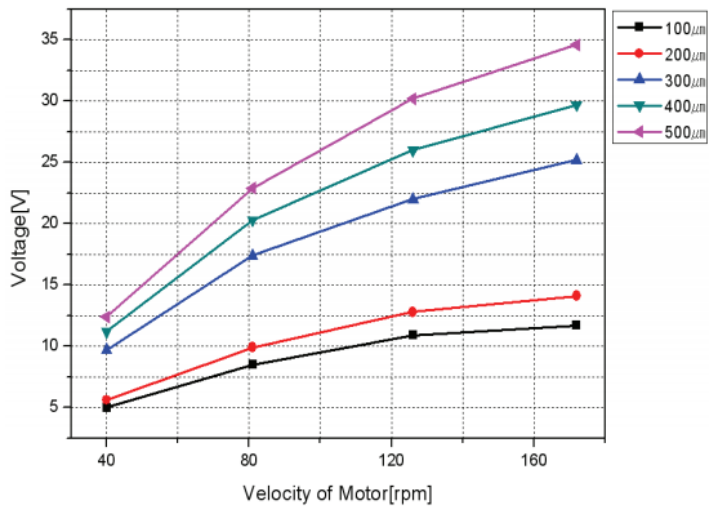


Gambar 2. 8 Mekanisme dari penelitian dong-gun Kim,dkk [4].

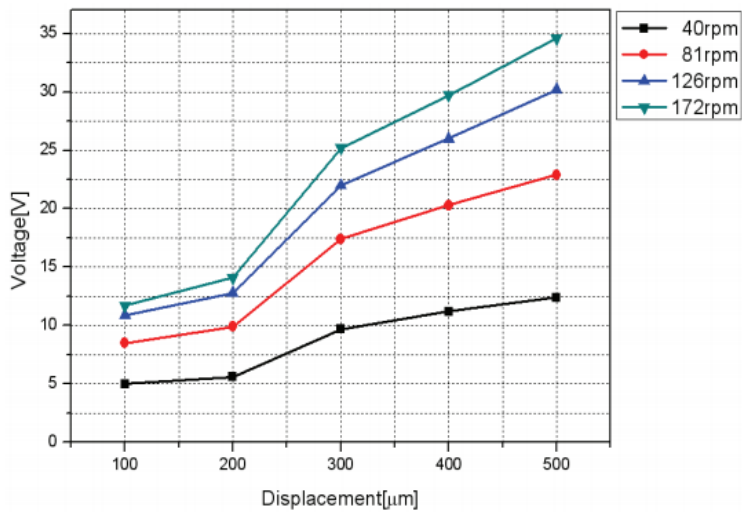
Prinsip kerja dari alat ini cukup sederhana, yaitu ketika geared motor berputar, *piezoelectric actuator* akan bergetar dengan *displacement* tertentu yang dapat disetel pada *displacement control part*, sementara untuk menyetel kecepatan putar motor digunakan rangkaian elektrik yang disebut dengan *motor controller*, dan *PZT supporter* berfungsi sebagai penahan *piezoelectric actuator*. Energi listrik dihasilkan oleh *piezoelectric* yang bergetar secara terus menerus, ketika *pezeoelectric* berhenti bergetar maka tidak ada arus listrik yang dihasilkan lagi.

Dimana pada pengujian ini putaran motor akan dioperasikan pada kecepatan yang bervariasi yaitu 40 rpm, 81 rpm, 126 rpm dan 172 rpm, sementara untuk *displacement control part* juga akan divariasikan pada jarak tertentu yaitu 100  $\mu\text{m}$ , 200  $\mu\text{m}$ , 300  $\mu\text{m}$ , 400  $\mu\text{m}$ , dan 500  $\mu\text{m}$ . Untuk menggambarkan data hasil percobaan yang dilakukan, dapat terlihat pada grafik berikut.





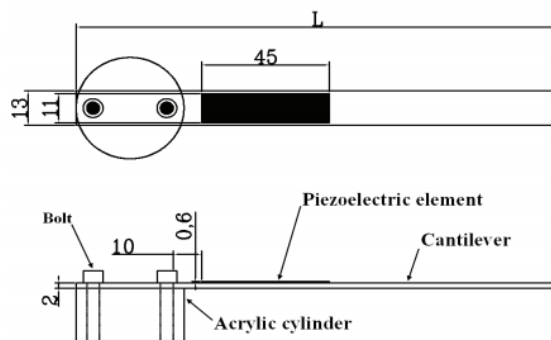
Gambar 2. 9 Output voltage by motor speed variation [4].



Gambar 2. 10 Output voltage by displacement variation [4].

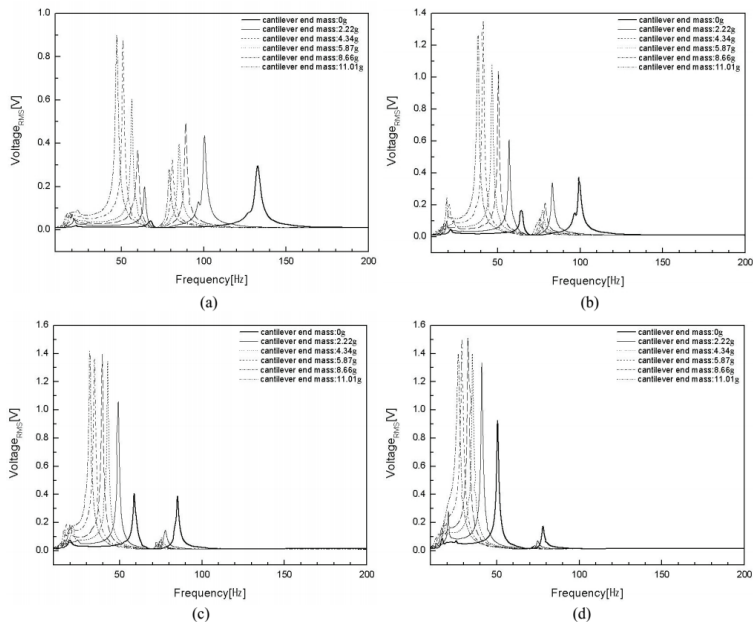
Berdasarkan grafik hasil percobaan diatas, menunjukkan bahwa semakin cepat putaran motor (rpm) maka semakin besar pula energi listrik yang dihasilkan (V) dan semakin jauh jarak *displacement* ( $\mu\text{m}$ ) yang terjadi pada *piezoelectric* actuator maka semakin besar pula energi listrik yang dihasilkan (V). Namun perlu diingat bahwa material dari *piezoelectric* juga memiliki batas elastisitas sehingga *displacement* yang terjadi juga terbatas agar *piezoelectric* actuator tidak mengalami kerusakan.

Karena memiliki kekakuan dan mempunyai massa, maka material *piezoelectric* memiliki frekuensi natural yang besarnya dapat disesuaikan dengan cara menambah atau mengurangi panjang dari *cantilever*, atau dengan menambahkan beban pada ujung *cantilever*.



Gambar 2. 11 Schematic of cantilever with a piezoelectric element [4].

Berikut merupakan gambaran dari hasil percobaan yang dilakukan dengan melakukan variasi pada panjang *cantilever* sebesar 150 mm, 170 mm, 190 mm dan 210 mm. Untuk beban pada ujung *cantilever* divariasikan sebesar 0 g, 2.22 g, 4.34 g, 5.67 g, 8.66 g, dan 11.01 g.



Gambar 2. 12 Karakteristik *output voltage* terhadap variasi beban. (a) panjang *cantilever* 150mm (b) panjang *cantilever* 170mm (c) panjang *cantilever* 210mm [4].

Berdasarkan grafik hasil percobaan diatas, menunjukkan bahwa terdapat pengaruh pada frekuensi natural yang dimiliki oleh *piezoelectric* akibat variasi penambahan panjang dan beban pada ujung *cantilever*, dimana semakin panjang ukuran dari *cantilever* dan semakin berat beban yang diberikan pada ujung *cantilever* maka semakin rendah frekuensi natural yang dimiliki *piezoelectric*.

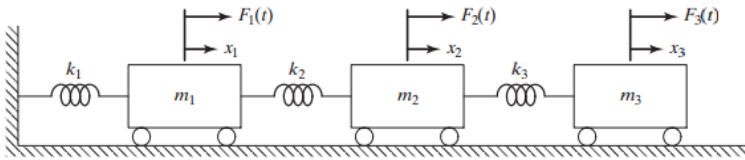
## 2.2 Dasar Teori

### 2.2.1 Derajat Kebebasan (*Degree of Freedom*)

Derajat kebebasan adalah jumlah koordinat bebas (*independent coordinates*) yang dibutuhkan untuk menggambarkan posisi dari sistem secara lengkap terhadap suatu

referensi yang dianggap diam [5]. Secara garis besar derajat kebebasan dapat dibagi menjadi dua, yaitu satu derajat kebebasan (*single of freedom*) untuk system yang gerakannya dapat digambarkan dengan satu koordinat dan multi derajat kebebasan (*multi degree of freedom*) untuk sistem yang gerakannya digambarkan oleh lebih dari satu koordinat.

Pada perancangan ini akan digunakan sistem *Multi Degree of Freedom*. Persamaan gerak untuk *Multi Degree of Freedom* (M.D.O.F) secara umum diturunkan dari Hukum Newton kedua. Karena sistem MDOF memiliki penyelesaian aljabar yang kompleks, maka digunakan matriks untuk merepresentasikan sistem MDOF. Secara sederhana, system MDOF dapat dimodelkan melalui sistem massa-pegas yang ditarik oleh gaya  $F_1(t)$ ,  $F_2(t)$  dan  $F_3(t)$  pada gambar 2.13 berikut.



Gambar 2. 13 Sistem *undamped* dengan 3 DOF [5].

Dari gambar 2.13 di atas, maka akan didapatkan matriks dari persamaan gerak dengan menggunakan Hukum Newton kedua yang diberikan untuk setiap massa.

$$m_i \ddot{x}_i + k_{ixi} = \sum_j F_{ij} \quad (2.2)$$

Persamaan 2.2 di atas terdiri dari  $j=1$ ,  $j=2$  dan  $j=3$  sehingga dapat ditulis dalam bentuk matriks:

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix}, [k] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix}, [F] = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix} \quad (2.3)$$

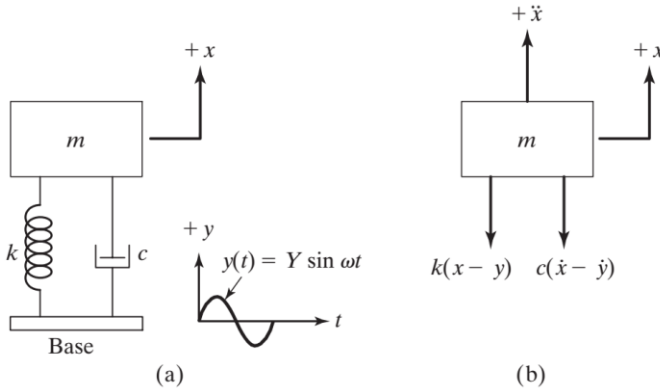
Dengan menyubstitusikan persamaan (2.2) ke persamaan (2.3), maka akan didapatkan:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix} \quad (2.4)$$

### 2.2.2 Response of a Damped System Under the Harmonic Motion of the Base

Kadang-kadang *base* atau landasan dari sistem pegas-massa-peredam mengalami gerak harmonik [5], seperti ditunjukkan pada Gambar. 2.14 (a). Dimana  $y(t)$  menunjukkan perpindahan *base* dan  $x(t)$  perpindahan massa dari posisi keseimbangan statis pada saat  $t$ . Maka pemanjangan dari pegas adalah  $x - y$  dan kecepatan relatif antara dua ujung peredam adalah  $\dot{x} - \dot{y}$ . Dari diagram benda bebas ditunjukkan pada Gambar. 2.14 (b), kita memperoleh persamaan gerak:

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \quad (2.5)$$



Gambar 2. 14 *Base Excitation* [5].

Jika  $y(t) = Y \sin \omega t$ , Eq (2.5) menjadi

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx &= ky + c\dot{y} = kY \sin \omega t + c\omega Y \cos \omega t \\ &= A \sin(\omega t - \alpha) \end{aligned} \quad (2.6)$$

Dimana  $A = Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}$  dan  $\alpha = \tan^{-1} \left[ -\frac{c\omega}{k} \right]$ .

Menunjukkan bahwa memberikan eksitasi ke *base* setara dengan menerapkan gaya harmonik besarnya A ke massa. Respon steady-state dari massa,  $x_p(t)$  dapat dinyatakan dengan :

$$x_p(t) = \frac{Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{[(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2]^{1/2}} \sin(\omega t - \phi_1 - \alpha) \quad (2.7)$$

Dimana

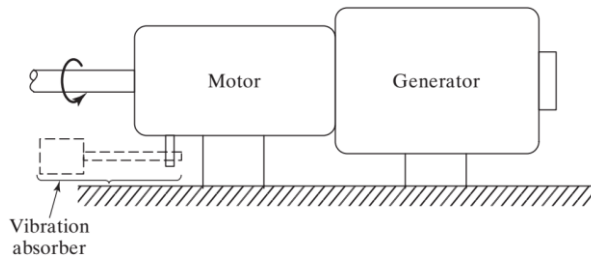
$$\phi_1 = \tan^{-1} \left( \frac{c\omega}{k - m\omega^2} \right)$$

### 2.2.3 Dynamic Vibration Absorber (DVA)

*Dynamic Vibration Absorber* [5] merupakan alat mekanis digunakan untuk mengurangi atau menghilangkan getaran yang tidak diinginkan. DVA Ini terdiri dari massa dan kekakuan lain yang melekat pada massa utama yang perlu dilindungi dari getaran. Dengan demikian massa utama dan massa absorber yang terpasang merupakan sistem dua derajat kebebasan, maka getaran absorber akan memiliki dua frekuensi alami.

Penyerap getaran pada umumnya digunakan dalam mesin yang beroperasi pada kecepatan konstan, karena getaran absorber diatur untuk satu frekuensi tertentu dan berlaku efektif hanya melalui frekuensi pita sempit. Contoh aplikasi umum dari peredam getaran yaitu pada alat dengan gerak maju mundur, seperti sanders, gergaji, dan compactor, yang berjalan pada kecepatan konstan (untuk konsumsi bahan bakar minimal). Dalam sistem ini, peredam getaran membantu menyeimbangkan kekuatan gerak maju mundur (reciprocating).

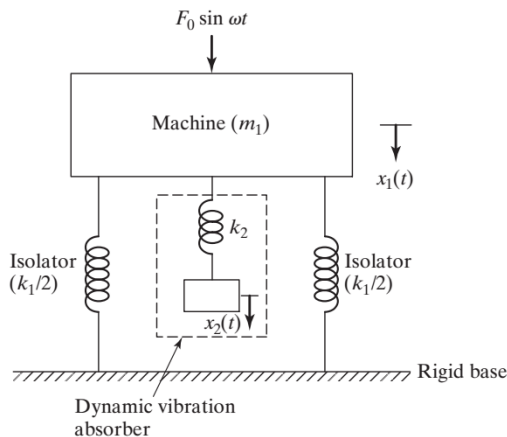
Tanpa peredam getaran, gaya dari gerak maju mundur (*reciprocating force*) tidak seimbang, dan bisa membuat perangkat tidak mungkin untuk terus dikontrol. peredam getaran juga digunakan pada transmisi tegangan tinggi. Pada kasus ini, peredam getaran dinamis, berupa perangkat berbentuk beban, digantung pada motor untuk mengurangi dampak getaran yang diterima oleh motor.



Gambar 2. 15 Mekanisme DVA pada motor – Generator set [5]

### A. Undamped Dynamic Vibration Absorber

Ketika kita hubungkan massa  $m_2$  ke sebuah mesin dengan massa  $m_1$  menggunakan pegas yang memiliki kekakuan  $k_2$ , hasil dari sistem 2 *Degree Of Freedom* (DOF) terlihat pada gambar 2.16.



Gambar 2. 16 Undamped dynamic vibration absorber [5].

persamaan gerak antara  $m_1$  dan  $m_2$  dapat dilihat pada persamaan berikut :

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) = F_0 \sin \omega t \quad (2.9)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) = 0 \quad (2.10)$$

Dengan asumsi penyelesaian harmonik,

$$x_j(t) = X_j \sin \omega t, \quad j = 1, 2 \quad (2.11)$$

Didapatkan *steady state* amplitude dari  $m_1$  dan  $m_2$ ,

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2 \omega^2) F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.12)$$

$$X_2 = \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.13)$$

Untuk membuat amplitude  $m_1 = 0$  maka pada persamaan (2.12) harus sama dengan nol. Diperoleh

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} \quad (2.14)$$

Jika mesin sebelum ditambahkan DVA beroperasi pada daerah dekat dengan resonansinya  $\omega^2 \approx \omega_1^2 = k_1/m_1$ . Maka persamaannya menjadi

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} = \frac{k_1}{m_1} \quad (2.15)$$

Amplitudo dari mesin pada saat dioperasikan merupakan frekuensi resonansi yang sebenarnya, akan menjadi 0 dengan mendapatkan

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k_1}, \quad \omega_1 = \left( \frac{k_1}{m_1} \right)^{1/2}$$

Sebagai frekuensi natural dari mesin atau sistem utama, dan



$$\omega_2 = \left(\frac{k_2}{m_2}\right)^{1/2} \quad (2.16)$$

Sebagai frekuensi natural dari *absorber* atau sistem tambahan, persamaan (2.12) dan (2.13) dapat dituliskan sebagai berikut,

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.17)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.18)$$

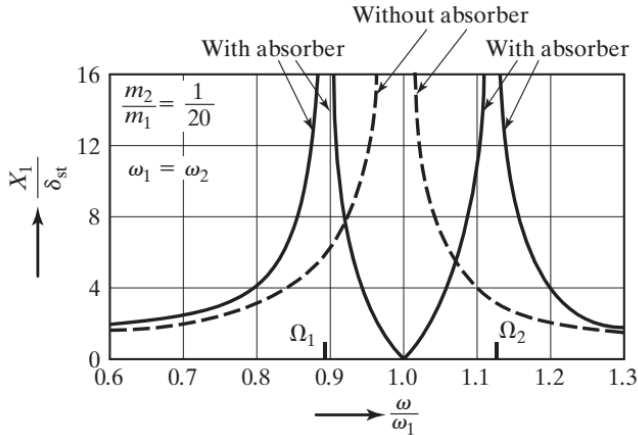
Gambar 2.17 menunjukkan variasi dari amplitudo mesin ( $X_1/\delta_{st}$ ) terhadap kecepatan mesin ( $\omega/\omega_1$ ). Ketika  $X_1 = 0$  pada  $\omega = \omega_1$ . Pada frekuensi ini persamaan (2.18) menjadi,

$$X_2 = -\frac{k_1}{k_2} \delta_{st} = -\frac{F_0}{k_2} \quad (2.19)$$

Hal ini menunjukkan bahwa gaya pegas berlawanan dengan gaya eksitasi dan berusaha untuk meniadakan gaya eksitasi sehingga  $X_1$  berkurang menjadi 0. Ukuran dari DVA didapatkan dari persamaan (2.19) dan (2.15):

$$k_2 X_2 = m_2 \omega^2 X_2 = -F_0 \quad (2.20)$$

Sehingga nilai dari  $k_2$  dan  $m_2$  tergantung pada nilai  $X_2$ :



Gambar 2. 17 *Effect of undamped vibration absorber on the response of machine* [5].

Pada gambar 2.17 Penambahan *DVA* menambahkan dua frekuensi resonansi  $\Omega_1$  dan  $\Omega_2$  pada respon mesin, dimana amplitudo dari mesin tidak terhingga. Dalam praktis, frekuensi operasional  $\omega$  harus berada jauh dari frekuensi  $\Omega_1$  dan  $\Omega_2$ . Nilai dari  $\Omega_1$  dan  $\Omega_2$  dapat diperoleh dengan membuat denominator persamaan (2.11) menjadi 0 dimana

$$\frac{k_2}{k_1} = \frac{k_2}{m_2} \frac{m_2}{m_1} \frac{m_1}{k_1} = \frac{m_2}{m_1} \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \quad (2.21)$$

Sehingga persamaan (2.17) Menjadi

$$\left( \frac{\omega}{\omega_2} \right)^4 \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 - \left( \frac{\omega}{\omega_2} \right)^2 \left[ 1 + \left( 1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right] + 1 = 0 \quad (2.22)$$

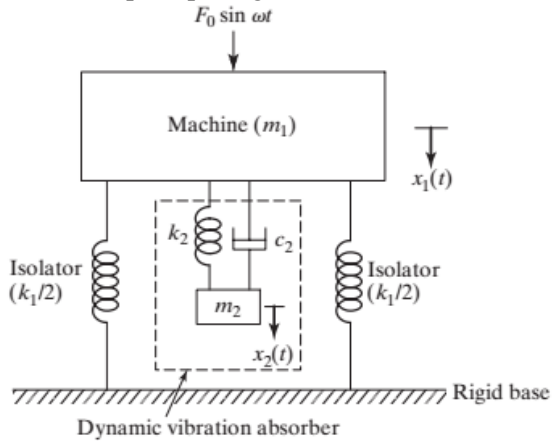
Akar dari persamaan (2.22) Menjadi

$$\left( \frac{\Omega_1}{\omega_2} \right)^2 = \frac{\left\{ \left[ 1 + \left( 1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right] \mp \left\{ \left[ 1 + \left( 1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right]^2 - 4 \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right\}^{1/2} \right\}}{2 \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2} \quad (2.23)$$

Dimana persamaan 2.23 Merupakan fungsi dari  $(m_2/m_1)$  dan  $(\omega_2/\omega_1)$ .

### B. Damped Dynamic Vibration Absorber

Jenis *undmpped DVA* menghilangkan puncak resonansi pada kondisi tanpa *DVA* dalam grafik respon dari mesin tetapi dua puncak baru muncul sehingga mesin mengalami amplitudo yang besar saat puncak pertama selama start-up dan stopping. Amplitudo mesin dapat dikurangi dengan menambahkan damped vibration absorber seperti pada gambar 2.18.



Gambar 2. 18 *Damped dynamic vibration absorber* [5].

Persamaan gerak dari kedua massa tersebut adalah sebagai berikut :

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_2(x_1 - x_2) + c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = F_0 \sin \omega t \quad (2.24)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1) + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \quad (2.25)$$

Dengan asumsi penyelesaian menjadi

$$x_j(t) = X_j e^{i\omega t}, \quad j = 1, 2 \quad (2.26)$$

Penyelesaian *steady state* dari persamaan 2.24 Dan 2.25 Menjadi

$$X_1 = \frac{F_0(k_2 - m_2\omega^2 + ic_2\omega)}{[(k_1 - m_1\omega^2)(k_2 - m_2\omega^2) - m_2k_2\omega^2] + i\omega c_2(k_1 - m_1\omega^2 - m_2\omega^2)} \quad (2.27)$$

$$X_2 = \frac{X_1(k_2 + i\omega c_2)}{(k_2 - m_2\omega^2 + i\omega c_2)}$$

Dimana :

$$\begin{aligned}
 \mu &= m_2/m_1 = \text{Mass ratio} = \text{Absorber mass /main mass} \\
 \delta_{st} &= F_0/k_1 = \text{Static deflection of the system} \\
 \omega_a^2 &= k_2/m_2 = \text{Square of natural frequency of the absorber} \\
 \omega_n^2 &= k_1/m_1 = \text{Square of natural frequency of main mass} \\
 f &= \omega_2/\omega_1 = \text{Ratio of natural frequency} \\
 g &= \omega/\omega_n = \text{forced frequency ratio} \\
 c_c &= 2m_2\omega_n = \text{Critical damping constant} \\
 \zeta &= c_2/c_c = \text{Damping ratio}
 \end{aligned}$$

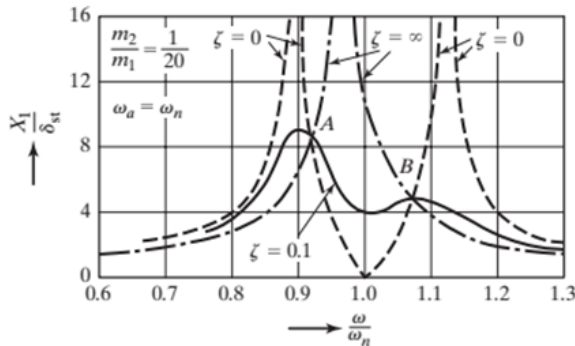
Nilai  $X_1$  dan  $X_1$  adalah,

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \left[ \frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2\zeta g)^2(g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{1/2} \quad (2.28)$$

Dan

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \left[ \frac{(2\zeta g)^2 + f^4}{(2\zeta g)^2(g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{1/2} \quad (2.29)$$

Persamaan 2.28 Menunjukkan nilai amplitudo getaran dari massa utama merupakan fungsi dari  $\mu, f, g$ , dan  $\zeta$ . Grafik  $\left| \frac{X_1}{\delta_{st}} \right|$  terhadap *forced frequency ratio*  $g = \omega/\omega_n$  ditunjukkan pada gambar 2.19 Dengan  $f = 1, \mu = 1/20$  dan variasi nilai  $\zeta$ .



Gambar 2. 19 Pengaruh Damped Vibration Absorber on the response of machine [5].

Jika redaman sama dengan nol ( $c_2 = \zeta = 0$ ), maka resonansi terjadi pada dua frekuensi resonansi tak teredam dari system. Hal ini ditunjukkan pada gambar 2.17 Ketika redaman menjadi tidak terhingga ( $\zeta = \infty$ ), kedua massa,  $m_1$  dan  $m_2$ , bekerja bersamaan, dan sistem seolah-olah menjadi 1-DOF dengan massa  $(m_1 + m_2) = (21/20)m$  dan kekakuannya  $k_1$ . Dalam kasus ini, resonansi terjadi dengan  $X_1 \rightarrow \infty$  pada

$$g = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{1}{\sqrt{1 + \mu}} = 0.9759$$

sehingga puncak  $X_1$  menjadi tak terhingga untuk  $c_2 = 0$  dan  $c_2 = \infty$ , pada daerah diantara batas atas dan bawah, puncak  $X_1$  bernilai minimum.

## 2.2.4 Dasar Teori Piezoelectric Material

### A. Piezoelectric

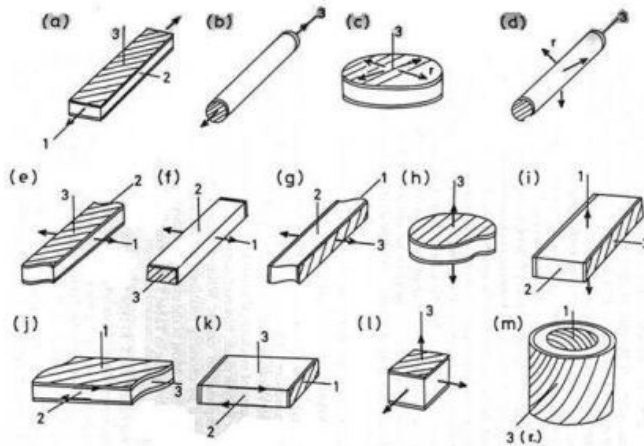
*Piezoelectric* adalah suatu material yang biasanya terbuat dari kristal batuan, keramik, termasuk tulang dan polimer yang memiliki kemampuan untuk membangkitkan potensial listrik. Potensial listrik ini merupakan respon dari material *piezoelectric* yang diberi tegangan dengan cara ditekan. Nilai koefisien muatan piezoelektrik berada pada rentang 1–100 pico coulomb/Newton [6].

### B. Karakteristik Material *Piezoelectric*

Efek *piezoelektrik* terjadi jika medan listrik terbentuk ketika material dikenai tekanan mekanik. Pada saat medan listrik melewati material, molekul yang terpolarisasi akan menyesuaikan dengan medan listrik, dihasilkan dipole yang terinduksi dengan molekul atau struktur kristal materi. Penyesuaian molekul akan mengakibatkan material berubah dimensi.

Fenomena tersebut dikenal dengan *electrostriction*. Material *piezoelectric* memiliki berbagai jenis yang dibedakan menurut bentuk, sifat mekanik, fungsi, material yang digunakan, energi bangkitan dan faktor lain yang mempengaruhi kinerjanya.




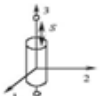
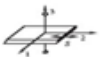
Beberapa bentuk dan macam-macam dari *piezoelectric* dapat dilihat pada gambar 2.20.



Gambar 2. 20 Beberapa contoh bentuk *piezoelectric*. [6].

Voltase bangkitan yang dihasilkan oleh material *piezoelectric* disebabkan oleh adanya muatan yang berbeda-beda antar partikel dalam *piezoelectric* itu sendiri. Ketika material *piezoelectric* tersebut dikenai gaya eksternal atau mengalami defleksi, maka jarak antar partikel akan berubah. Perubahan jarak antar partikel tersebut menyebabkan munculnya beda potensial yang disebut dengan *Pull-in Voltage*. Besar dari *Pull-in Voltage* dipengaruhi oleh besarnya energi mekanik yang diterima material *piezoelectric*, jenis material, dan kapasitansi material. Karakteristik energi bangkitan dari material *piezoelectric* dapat dilihat di dalam Tabel 2.2 berikut ini :

Tabel 2. 2 Energi bangkitan, *displacement* dan kapasitansi pada material *piezoelectric* [6]

Action Mode ( $L$ , length; $W$ , width; $T$ , thickness; $D$ , diameter)	Generated Voltage, $V$	Displacement, $\Delta L$ ( $\Delta T$ )	Capacitance, $C$
Transverse length mode: $L > 3W > 3T$	$V = \frac{g_{31}}{W} F$	$\Delta L = \frac{d_{31}}{T} V$	$C = \frac{\epsilon_1^T L W}{T}$
			
Thickness extension mode: $D > 5T$	$V = \frac{4Tg_{33}}{\pi D^2} F$	$\Delta T = d_{33} V$	$C = \frac{\pi \epsilon_3^T D^2}{4T}$
			
Radial mode: $D > 5T$	Not applied	$\Delta D = \frac{d_{31} D}{T} V$	$C = \frac{\pi}{4} K_1^T \epsilon_0 \frac{D^2}{T}$
			
Longitudinal mode: $L > 3D$	$V = \frac{4L}{\pi D^2} K_3^T F$	$\Delta L = d_{31} V$	$C = \frac{\pi D^3}{4L} K_3^T \epsilon_0$
			
Thickness shear mode: $W > 5T, L > 5T$	$V = \frac{g_{12}}{W} F$	$\Delta x = d_{12} V$	$C = \frac{LW}{T} K_1^T \epsilon_0$
			

Note:  $F$  is the force and  $\epsilon_3^T$  is dielectric permittivity of the material at constant stress in direction 3,  $K_1^T$  is relative dielectric constant ( $K_1^T = \epsilon_1^T / \epsilon_0$ ), and  $\epsilon_0$  is dielectric permittivity in vacuum.

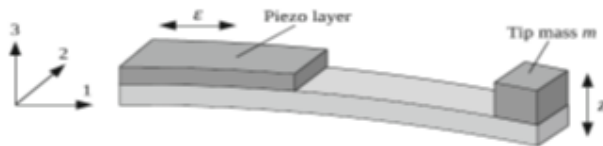
Energi bangkitan akan berbeda tergantung dari bentuk *piezoelectric*, besarnya energi bangkitan tersebut dipengaruhi oleh sifat mekanik dari *piezoelectric* yang dipilih. Energi bangkitan juga dipengaruhi oleh energi atau usaha mekanik yang diterima oleh material *piezoelectric*. Berikut merupakan tabel yang menunjukkan sifat mekanik untuk beberapa material *piezoelectric*.

Tabel 2. 3 Sifat Mekanik Beberapa Material *Piezoelectric* [6]

Property	Units	PVDF Film	PZT	BaTiO3
Density	103 kg/m <sup>3</sup>	1.78	7.5	5.7
Relative Permittivity	$\epsilon/\epsilon_0$	12	1200	1700
$d_{31}$ Constant	(10 <sup>-12</sup> ) C/N	23	110	78
$g_{31}$ Constant	(10 <sup>-3</sup> ) Vm/N	216	10	5
$k_{31}$ Constant	% at 1 KHz	12	30	21
Acoustic Impedance	(10 <sup>6</sup> ) kg/m <sup>3</sup> .sec	2.7	30	30

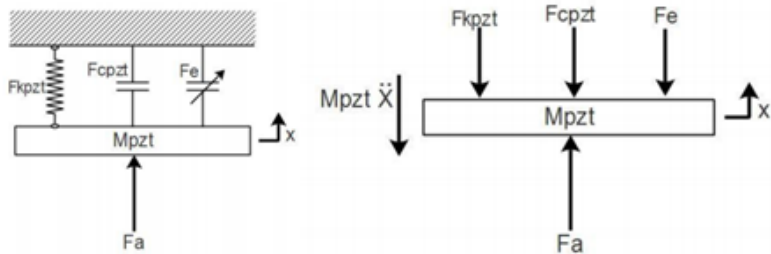
### 2.2.5 Cantilever Piezoelektrik

Material *cantilever piezoelectric* dapat dimodelkan sebagai pegas dengan bentuk *cantilever beam* yang dilengkapi dengan massa pada ujungnya. Defleksi yang terjadi adalah dari arah 3 atau searah dengan sumbu  $z$ , dan regangan yang terjadi adalah pada arah 1 atau pada arah sumbu  $x$ , sedangkan gaya yang diterima oleh *piezoelectric* adalah pada arah 3 atau pada arah sumbu  $z$ . Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar 2.21 berikut.

Gambar 2. 21 *Cantilever piezoelectric* [6].



Ketika suatu gaya luar diberikan pada material *piezoelectric* maka material *piezoelectric* tersebut akan mengalami defleksi. Untuk mendapatkan persamaan gerak dari material *piezoelectric* maka perlu dianalisa *free body diagram* seperti ditunjukkan pada gambar 2.22.



Gambar 2. 22 *Free body diagram* dari *cantilever piezoelectric* [6].

Keseimbangan gaya:

$$F_a = M_{pzt} \ddot{x} + F_{c_{pzt}} + F_{k_{pzt}} + F_e$$

$$F_a(t) = M_{pzt} \ddot{x}(t) + C_{pzt} \dot{x}(t) + k_{pzt} x(t) + \Theta V p(t) \quad (2.30)$$

keterangan:

$F_a$  = gaya eksitasi (N)

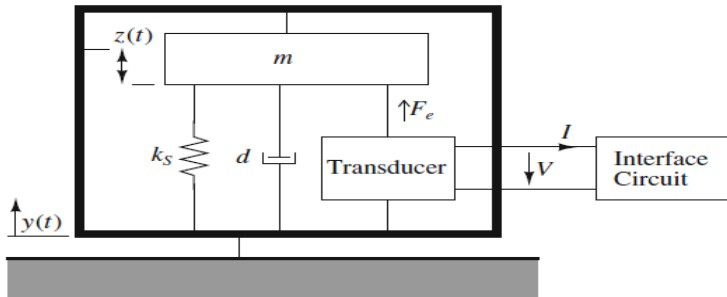
$M_{pzt}$  = massa *piezoelectric* (kg)

$C_{pzt}$  = damping dari *cantilever beam* (N.s/m)

$k_{pzt}$  = konstanta pegas *piezoelectric* (N/m)

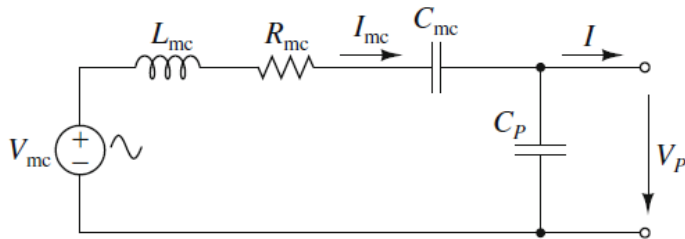
$\Theta$  = *coupling factor*

Untuk model dinamis pemanen energi kinetik dari *cantilever piezoelectric* dapat dimodelkan sebagai susunan massa pegas yang diberikan gaya harmonis. Susunan massa pegas tersebut dilengkapi dengan rangkaian elektrik pemanen energi. Model tersebut dapat dilihat pada gambar 2.23.



Gambar 2. 23 Model pemanen energi kinetik menggunakan *cantilever piezoelectric* [6].

Dari gambar 2.23 di atas maka didapatkan rangkaian listrik ekuivalen yang sesuai. Rangkaian listrik tersebut dapat dilihat pada gambar 2.24.



Gambar 2. 24 Rangkaian listrik pemanen energi kinetik [6].

Persamaan rangkaian listrik ekuivalen pada gambar 2.23 di atas dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$V_{mc} = L_{mc} \frac{dI_{mc}}{dt} + R_{mc} I_{mc} + \frac{1}{C_{mc}} \int I_{mc} dt + V_p \quad (2.31)$$

dengan:

$$V_{mc} = \frac{F_i}{\Gamma} \quad L_{mc} = \frac{M}{\Gamma^2} \quad R_{mc} = \frac{d_p}{\Gamma^2} \quad C_{mc} = \frac{\Gamma^2}{k_p}$$

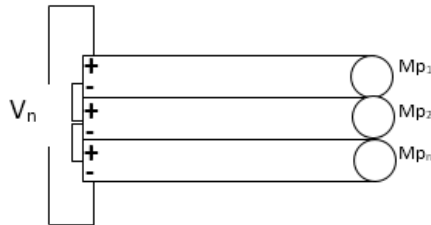
$$\Gamma = \sqrt{k_{31} k_p C_p}$$

dimana :

- $F_i$  = Gaya lendutan dari eksitasi (N)  
 $M$  = Massa (Kg)  
 $d_p$  = Konstanta damping ekuivalen *piezoelectric* (Ns/m)  
 $k_p$  = Konstanta pegas ekuivalen *piezoelectric* (N/m)  
 $C_p$  = Kapasitansi *piezoelectric* (Farad)

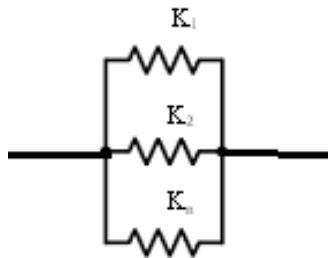
### 2.2.6 Susunan *Piezoelectric*

*Piezoelectric* dapat disusun secara seri dan paralel. Susunan dari *piezoelectric* ini dapat merubah sifat mekanik dan elektrik dari *piezoelectric* yang bergantung dari bentuk susunan dari *piezoelectric* tersebut. Susunan material *piezoelectric* secara paralel dapat dilihat pada gambar 2.25.



Gambar 2. 25 Susunan paralel material *piezoelectric* [6].

Karena *piezoelectric* disusun secara paralel, maka konstanta pegas dari material *piezoelectric* juga akan disusun secara paralel seperti yang terlihat pada gambar 2.26. Sehingga material *piezoelectric* yang disusun secara paralel akan memiliki sifat mekanik sebagai berikut:



Gambar 2. 26 Konstanta pegas disusun paralel [6].

Untuk satu material *piezoelectric*

$$F_k = K \cdot x \quad (2.32)$$

Untuk *piezoelectric* yang disusun secara paralel dengan jumlah  $n$

$$F_k = K_{eq} \cdot x \quad (2.33)$$

dengan:  $K_{eq} = n \cdot K$

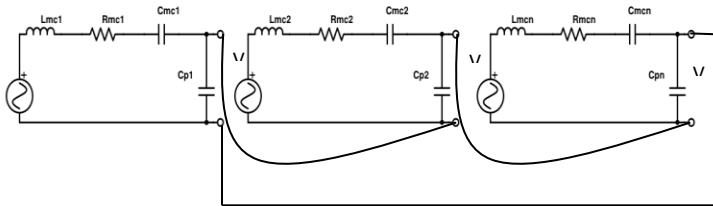
Untuk keseluruhan jumlah massa  $M_p$  dapat dirumuskan dengan:

$$M_{eq} = M_1 + M_2 + \dots + M_n$$

atau,

$$M_{eq} = n \cdot M \quad (2.34)$$

Selanjutnya, tinjauan elektris untuk susunan material *piezoelectric* secara seri dapat dilihat seperti pada Gambar 2.27.



Gambar 2. 27 *Piezoelectric* disusun secara seri [6].

Voltase bangkitan yang dihasilkan oleh *piezoelectric* jika disusun secara seri adalah

$$V_n = V_{p1} + V_{p2} + \dots + V_{pn}$$

Jika  $V_{p1} = V_{p2} = V_{pn}$ , maka:

$$V_n = n \cdot V_1$$

Dan arus yang dihasilkan oleh *piezoelectric* jika disusun secara seri adalah

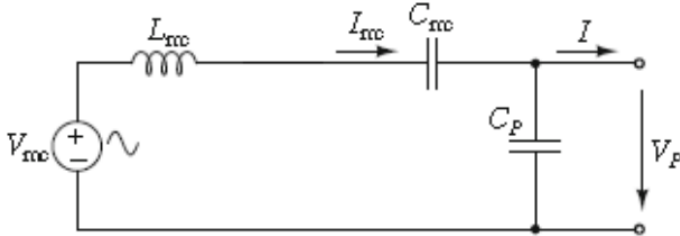
$$I_n = I_1 = I_2 = \dots = I_n \quad (2.37)$$

Dari persamaan pada rangkaian seri dapat disimpulkan bahwa dengan menyusun *piezoelectric* secara seri, maka voltase yang dihasilkan akan semakin meningkat. Sedangkan untuk arus

yang dihasilkan akan tetap seiring dengan bertambahnya jumlah material *piezoelectric*.

### 2.2.7 Perhitungan Teoritis Energi Listrik Bangkitan *Piezoelectric*

Selain melalui percobaan eksperimen, dapat juga perhitungan teoritis energi listrik bangkitan yang dapat dihasilkan oleh *piezoelectric*. Energi listrik tersebut terdiri dari voltase, arus listrik, dan daya bangkitan. Dalam penelitian ini, sirkuit *piezoelectric* yang digunakan dapat terlihat seperti pada gambar 3.21 dengan dimensi *piezoelectric* seperti pada gambar 3.14.



Gambar 2. 28 sirkuit elektromagnetik pada *cantilever piezoelectric* [6].

Untuk voltase bangkitan yang dihasilkan oleh *piezoelectric* dapat dirumuskan dengan :

$$V_p = \frac{3d_{31}E_pW_pt}{4c}x_p \quad (2.38)$$

Keterangan :

$V_p$  : Voltase bangkitan *piezoelectric* (Volt)

$d_{31}$  : Voltage constant (C/N)

$E_p$  : Modulus elastisitas (N/m<sup>2</sup>)

$W_p$  : Lebar *piezoelectric* (m)

$t$  : Tebal *piezoelectric* (m)

$c$  : *piezoelectric capacitance*(farad)

$x_p$  : defleksi *piezoelectric* (m)

Sedangkan untuk arus listrik bangkitan yang dihasilkan oleh *piezoelectric* yang digunakan pada eksperimen ini dapat dirumuskan dengan :

$$V_{mc} = L_{mc} \frac{dI_{mc}}{dt} + R_{mc} I_{mc} + \frac{1}{C_{mc}} \int I_{mc} dt + V_p \quad (2.39)$$

$$I_{mc} = \frac{1}{L_{mc}} \left( V_{mc} - R_{mc} I_{mc} - \frac{1}{C_{mc}} \int I_{mc} dt + V_p \right) \quad (2.40)$$

Dimana :

$$V_{mc} = \frac{F_i}{\Gamma} \quad L_{mc} = \frac{M}{\Gamma^2} \quad R_{mc} = \frac{d_p}{\Gamma^2} \quad C_{mc} = \frac{\Gamma^2}{k_p}$$

$$\Gamma = \sqrt{k_{31} k_p C_p}$$

Keterangan :

M : Massa (kg)

$d_p$  : Konstanta damping ekuivalen *piezoelectric* (Ns/m)

$k_p$  : Konstanta pegas ekuivalen *piezoelectric* (N/m)

$C_p$  : Kapasitansi *piezoelectric* (Farad)

Sehingga daya bangkitan dari *piezoelectric* dapat dirumuskan dengan :

$$p = V_p I_{mc}$$

Keterangan :

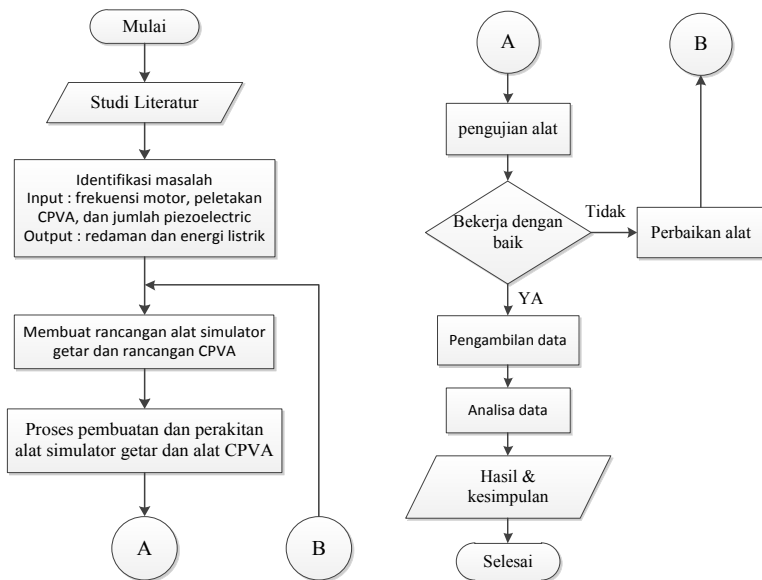
$p$  : Daya bangkitan *piezoelectric* (Watt)

$I_{mc}$  : Arus bangkitan *piezoelectric* (Ampere)

## BAB III METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1 Tahapan Penelitian

Agar penelitian ini dapat mencapai tujuan yang diinginkan maka diperlukan langkah - langkah yang sesuai dengan prosedur analisa. Prosedur analisa akan dijelaskan melalui diagram alir/ *flow chart* sebagai berikut ini:



Gambar 3. 1 *Flowchart* penelitian

### 3.2 Penjelasan Diagram Alir Penelitian

#### 3.2.1 Studi literatur

Sebelum dilakukan penelitian, dilakukan beberapa studi mengenai beberapa literatur dan referensi yang berkaitan dengan getaran, Peredam getaran dengan DVA, *energy harvesting*, dan

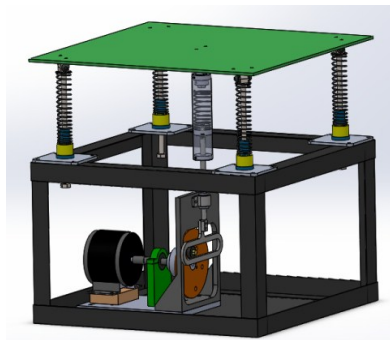
*Piezoelectric*. Literatur yang dipelajari berupa penelitian, jurnal, diktat perkuliahan dan *textbook*.

### 3.2.2 Identifikasi masalah

Pada Tugas Akhir ini, masalah diidentifikasi menjadi dua yaitu berupa input dan output. Dimana input yang diberikan berupa variasi frekuensi dari sumber getar yaitu motor listrik, variasi Jarak peletakan CPVA dari titik tengah massa utama dan variasi jumlah *piezoelectric* yang digunakan, sementara output berupa redaman pada massa utama dan energi listrik yang dihasilkan oleh mekanisme CPVA.

### 3.2.3 Membuat rancangan alat simulator getar dan rancangan CPVA

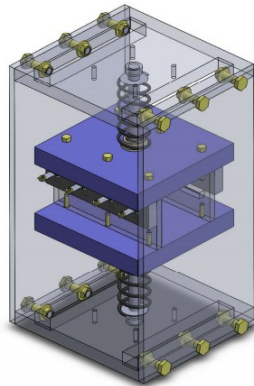
Model simulator getar dalam percobaan ini mengacu pada gerak translasi dan rotasi, dimana permukaannya merupakan bidang datar agar dapat meletakkan CPVA. Gerak translasi pada simulator getar diakibatkan oleh nilai kekakuan pegas yang seragam dan untuk gerak rotasi digunakan nilai kekakuan pegas yang berbeda. Sumber getaran diperoleh dari gaya eksitasi dari motor listrik yang dihubungkan dengan mekanisme sistem penggerak. sehingga model rancangan sederhanaanya seperti pada gambar 3.2 berikut.



Gambar 3. 2 Rancangan alat simulator



Untuk alat CPVA dibuat dengan ukuran yang disesuaikan dengan alat simulator getar, dan untuk bentuk dari alat ini menyesuaikan dari kebutuhan mekanisme DVA sebagai peredam getaran dengan penambahan *piezoelectric* sebagai penghasil listrik. Sehingga model rancangannya seperti pada gambar 3.3 berikut.



Gambar 3. 3 Rancangan alat CPVA

### 3.2.4 Proses pembuatan dan perakitan alat simulator getar dan alat CPVA

Setelah ditentukan dimensi dan spesifikasi dari alat serta material yang akan digunakan dalam pengujian alat simulator getar dan alat CPVA, maka dilakukan pencarian komponen dan material tersebut di pasaran. Untuk beberapa material yang membutuhkan pengerjaan khusus dilakukan proses permesinan di bengkel. Setelah alat dan bahan tersebut tersedia, maka dapat dilakukan perakitan seperti pada Gambar 3.2 dan 3.3.

### 3.2.5 Pengujian alat

Pengujian alat baik untuk simulator getar maupun alat CPVA dimaksudkan untuk memastikan bahwa mekanisme ini dapat bekerja dengan baik. Jika model mekanisme alat yang sudah dirakit tidak sesuai dengan tujuan maka dilakukan perbaikan atau modifikasi rancangan.

### 3.2.6 Pengambilan data

Pengambilan data dilakukan sebanyak 3 kali dengan masing-masing variasi pengujian. Variasi dengan mengubah frekuensi kerja motor, variasi jarak peletakan CPVA dari titik tengah massa utama dan variasi dengan mengubah jumlah *piezoelectric* yang digunakan.

### 3.2.7 Pengolahan data

Data yang diperoleh dari hasil pengujian alat simulator getar dan alat CPVA akan diolah dengan *software* matlab.

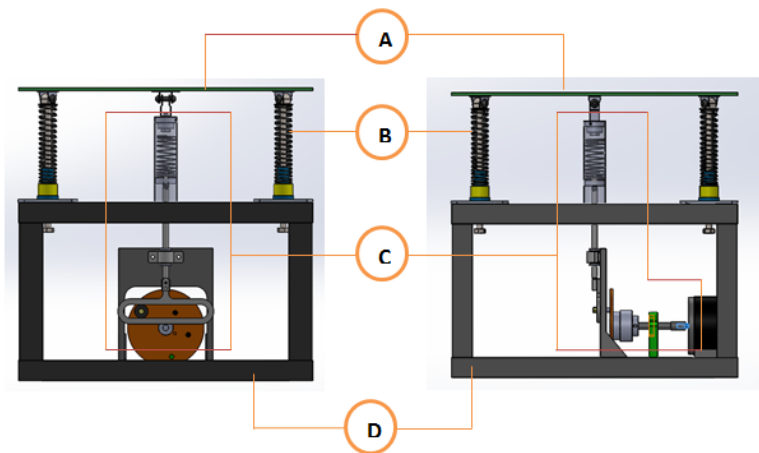
### 3.2.8 Hasil & kesimpulan

Dari pengolahan data maka didapat hasil pengujian dalam bentuk grafik redaman dan grafik energi listrik bangkitan yang nantinya akan dianalisa dan diambil kesimpulan.

## 3.3 Rancangan Mekanisme

### 3.3.1 Rancangan simulator getar

Rancangan mekanisme alat simulator getaran terdiri dari beberapa komponen utama yaitu :



Gambar 3. 4 Bagian utama alat simulator getar

Keterangan :

A : meja

C : mekanisme penggerak.

B : suspensi meja

D : Rangka

### A. Meja

Meja pada alat simulator getar berfungsi sebagai massa utama dan sebagai tempat meletakkan alat CPVA, sehingga dalam menentukan dimensi dari meja simulator getar dipengaruhi oleh kedua faktor tersebut. Untuk penentuan massa meja menggunakan grafik pada gambar 2.17 dengan perbandingan optimum antara massa utama ( $m_1$ ) dengan massa absorber ( $m_2$ ) yaitu

$$\frac{m_2}{m_1} = \frac{1}{20}$$

Untuk ukuran luas dari permukaan meja ditentukan dari kebutuhan penelitian dengan adanya variasi jarak peletakan CPVA dari titik tengah massa utama. Dari perbandingan  $m_1$  dengan  $m_2$  agar dimensi dari CPVA yang dibuat nantinya tidak begitu besar, maka material meja menggunakan bahan aluminium dengan massa jenis ( $\rho$ ) =  $2,7 \text{ gr/cm}^3$  sehingga massa meja dapat dihitung dengan persamaan berikut.

$$\rho = \frac{m}{V} \text{ maka } m = \rho \times V \quad (3.1)$$

Keterangan :

$m$  : Massa (kg)

$\rho$  : Massa jenis ( $\text{kg/m}^3$ )

$V$  : Volume ( $\text{m}^3$ )

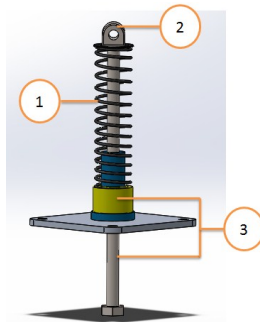
### B. Suspensi meja

Suspensi meja dirancang berdasarkan beban yang diterima dan kebutuhan dari penelitian, dimana beban yang diterima berasal dari berat massa utama dan pada penelitian terdapat batasan-batasan dan variasi yang diinginkan seperti :

1. Gerakan meja dibuat hanya ke arah vertikal

2. Getaran yang dihasilkan dapat berupa gerakan translasi dan rotasi
3. Rancangan suspensi dibuat agar pegas yang digunakan mudah diganti
4. Displacemen ( $x$ ) dan sudut ( $\theta$ ) yang terjadi mudah diamati secara visual

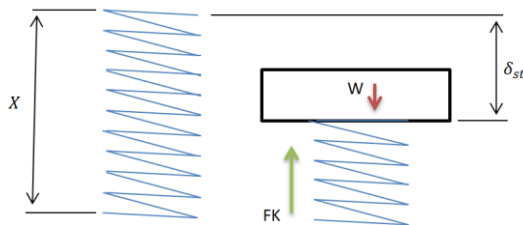
Dengan pertimbangan tersebut maka suspensi meja dibuat seperti gambar berikut :



Gambar 3. 5 Rancangan suspensi meja

#### 1. Pegas

Pemilihan pegas disesuaikan berdasarkan berat dari massa utama ( $W$ ) dan defleksi statis pegas ( $\delta_{st}$ ) yang diinginkan. Dimana berat massa utama diperoleh dari hasil perhitungan atau langsung hasil timbangan alat ukur.



Gambar 3. 6 Defleksi statis pegas

Untuk defleksi statis yang diinginkan yaitu  $< 1 \text{ cm}$ , dengan menggunakan persamaan berikut [5].

$$\delta_{st} = \frac{W}{k} \quad \text{maka} \quad k = \frac{W}{\delta_{st}} \quad (3.2)$$

Keterangan :

$W$  : Berat massa utama (N)

$k$  : Konstanta pegas (N/m)

$Fk$  : Gaya reaksi pegas (N)

$X$  : ukuran awal pegas sebelum diberi beban (m)

$\delta_{st}$  : Defleksi statis pegas (m)

Dengan asumsi bahwa titik berat massa utama berada tepat di tengah, maka nilai  $k$  yang diperoleh dibagi dengan jumlah pegas tumpuan yaitu 4 buah, sehingga diperoleh nilai  $k$  yang diinginkan.

Namun pada kenyataannya, di pasaran pegas dijual tanpa dicantumkan nilai konstantanya melainkan hanya berdasarkan parameter :

- diameter kawat yang digunakan
- jumlah lilitan
- dan bahan yang digunakan

berdasarkan parameter tersebut, dilakukan pendekatan untuk mengetahui nilai kekakuan pegas dengan menggunakan persamaan berikut [7].

$$k = \frac{GD^4}{64N_a R^3} \quad (3.3)$$

Dimana :

$k$  = konstanta pegas (lb/in)

$G$  = *shear modulus* (psi)

$D$  = diameter kawat (in)

$N_a$  = jumlah lilitan aktif

$R$  = radius coil utama (in)

Sementara untuk gerak rotasi digunakan nilai  $k$  yang berbeda.

## 2. Engsel

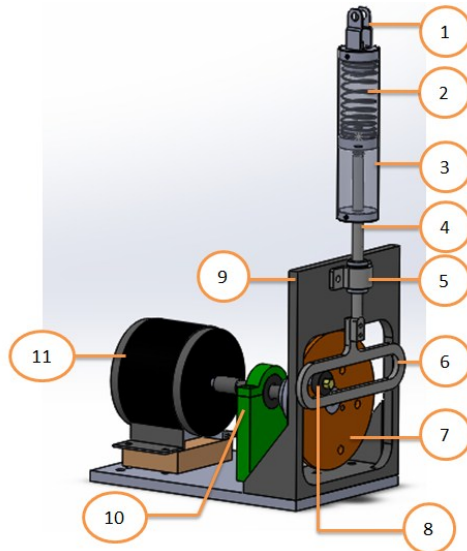
Engsel digunakan sebagai sambungan antara komponen meja dengan suspensi meja agar pergerakan rotasi yang diharapkan dapat terpenuhi.

## 3. Rood dan linier bearing

Rood dan linier bearing digunakan sebagai pengarah gerak meja agar gerakan yang terjadi pada meja hanya ke arah vertikal. Rood bersentuhan langsung dengan bola-bola pada bagian dalam linier bearing sehingga rood dibuat dari bahan stainless steel karena sifatnya yang tahan karat dan permukaannya yang halus diharapkan dapat meminimalkan gesekan dan mempertahankan usia linier bearing.

## C. Mekanisme penggerak

Mekanisme penggerak berfungsi sebagai pemberi gaya eksitasi pada massa utama yang dirancang seperti pada gambar berikut.



Gambar 3. 7 Bagian-bagian mekanisme penggerak

Keterangan gambar :

- |                   |                   |
|-------------------|-------------------|
| 1. Engsel         | 7. Disk           |
| 2. Pegas          | 8. Bearing        |
| 3. Silinder       | 9. Pelat pengarah |
| 4. Rood           | 10. Pillow block  |
| 5. Linier bearing | 11. Motor listrik |
| 6. Skotch yoke    |                   |

Untuk spesifikasi motor listrik yang digunakan yaitu :



- V suplai : DC 24 V
- Arus : 14 A
- Daya : 250 W
- Speed : 2750 rpm
- Torsi : 85 kg.cm – 100 kg.cm
- Dimensi motor : diameter 10 cm x tebal 8 cm
- Berat : 2kg

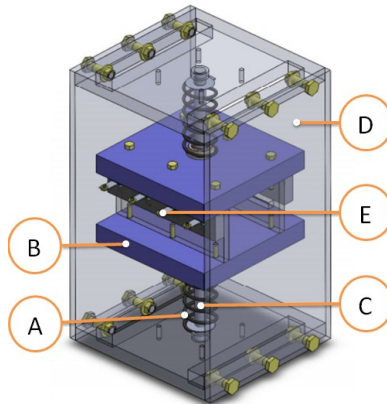
Gambar 3. 8 Motor listrik DC

#### **D. Rangka**

Rangka berfungsi sebagai tempat meletakkan atau dudukan dari komponen-komponen lain dan sebagai penopang berdirinya suatu mekanisme agar dapat bekerja sesuai dengan fungsi yang diinginkan. Rangka dibuat dari material baja yang tersedia di pasaran, namun tetap kuat agar tahan terhadap beban yang terjadi selama alat bekerja.

#### **3.3.2 Rancangan CPVA**

Rancangan mekanisme alat CPVA terdiri dari beberapa komponen utama dan komponen pendukung seperti tampak pada gambar berikut :



Gambar 3. 9 Komponen utama alat CPVA

Keterangan :

A. Pegas CPVA

B. Massa  
*absorber*

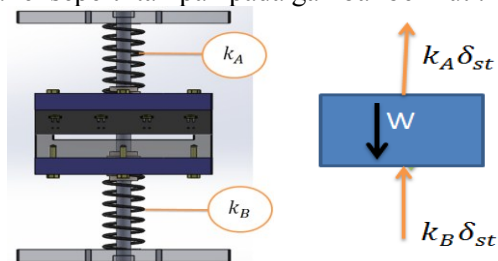
C. Poros  
pengarah

D. Box CPVA

E. Pemanen  
energi listrik

#### A. Pegas CPVA

Pegas yang digunakan pada mekanisme CPVA ini disusun secara parallel seperti tampak pada gambar berikut :



Gambar 3. 10 Susunan pegas pada sistem CPVA

Keterangan :

$W$  : Berat massa *Absorber* (N)

$k_A$  : Pegas atas

$k_B$  : Pegas bawah



Dengan menggunakan hukum Newton III yaitu persamaan aksi reaksi [5].

$$W = k_A \delta_{st} + k_B \delta_{st}$$

Karena nilai dari defleksi statis yang terjadi pada  $k_A$  sama dengan defleksi statis pada  $k_B$  maka .

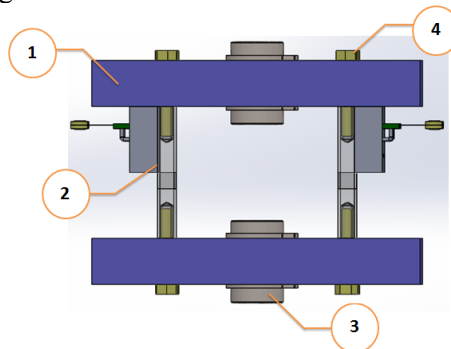
$$W = k_{eq} \delta_{st}$$

Diperoleh

$$k_{eq} = k_A + k_B$$

### B. Massa absorber

Massa absorber merupakan salah satu komponen utama pada sistem CPVA yang terdiri dari beberapa bagian seperti tampak pada gambar berikut :



Gambar 3. 11 Komponen – komponen massa absorber

1. Pelat baja ( $m_P$ ) dengan massa jenis  $7850 \text{ kg/m}^3$
2. Dudukan *piezoelektrik* ( $m_D$ ) dengan bahan acrylic bermassa jenis  $1,18 \text{ g/cm}^3$
3. Linier ball bearing berjumlah 2 ( $m_L$ )
4. Baut pengikat ( $m_B$ )

Sehingga massa total dari massa absorber yaitu :

$$M_2 = m_P + m_D + m_L + m_B$$

Pada penelitian ini massa absorber yang digunakan berkisar 1/20 [5] sampai 1/5 [1], penentuan massa absorber tersebut diambil berdasarkan dasar teori dan penelitian terdahulu.

### C. Poros pengarah

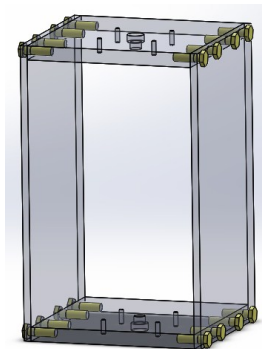
Poros pengarah dibuat dari bahan aluminium. Sesuai dengan namanya, poros pengarah berfungsi sebagai pegarah masaa absorber agar pergerakan dari massa absorber tidak menabrak dinding box CPVA.



Gambar 3. 12 Poros pengarag massa absorber

### D. Box CPVA

Box CPVA dibuat dari bahan akrilik dengan tujuan massa dari box CPVA dibuat seringan mungkin namun tetap kuat. Dimensi dari box CPVA disesuaikan dengan kebutuhan besar massa absorber yang digunakan, serta disesuaikan dengan dimensi dari meja simulator getar yang terbatas. Box CPVA diikat pada meja simulator getar dengan menggunakan sambungan baut dan mur sehingga massa dari box CPVA menjamdi penjumlah massa sistem utama.



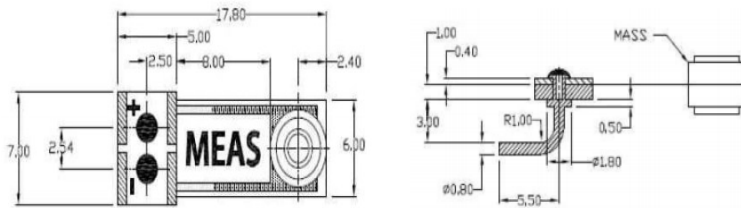
Gambar 3. 13 Box CPVA

### E. Pemanen energi listrik

Pemanen energi listrik terdiri dari beberapa komponen elektrik seperti :

#### 1. *Piezoelectric* model cantilever

*Piezoelectric* berfungsi sebagai pengubah energi mekanis yang diserap dari gerakan massa absorber menjadi energi listrik.



Gambar 3. 14 *Piezoelectric* model cantilever

#### *Typical Properties (at 25 °C)*

<i>Parameter</i>	<i>Value</i>	<i>Units</i>
<i>Voltage Sensitivity (open-circuit, baseline)</i>	1.1	V/g
<i>Charge Sensitivity (baseline)</i>	260	pC/g
<i>Resonance Frequency</i>	75	Hz
<i>Capacitance</i>	244	pF
<i>Voltage Sensitivity (open-circuit, at resonance)</i>	6	V/g
<i>Inertial Mass</i>	0.3	gram

Jumlah *piezoelectric* divariasikan yaitu 4, 6, dan 8 terhubung secara seri antara *piezoelectric* satu dengan yang lain. Karena jenis dan spesifikasi *piezoelectric* yang digunakan semuanya sama maka *piezoelectric* dianggap bergetar bersamaan.

## 2. Kabel listrik

Kabel listrik digunakan sebagai media penyalur tegangan listrik yang dihasilkan *piezoelectric* ke alat ukur.



Gambar 3. 15 Kabel listrik

## 3. Protoboard

Protoboard dipilih sebagai tempat memasang komponen *piezoelectric* karena dimensi kaki *piezoelectric* sesuai dengan dimensi lubang pada protoboard, sehingga memudahkan dalam proses perakitan.

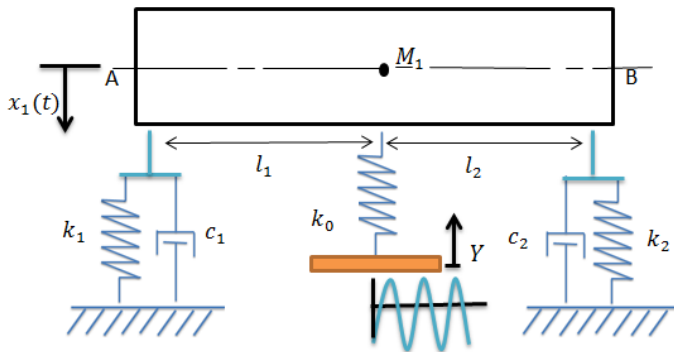


Gambar 3. 16 Protoboard

## 3.4. Analisa Teoritis

Analisa teoritis dibutuhkan sebagai pembanding antara data hasil eksperimen yang dilakukan secara langsung pada alat uji, dengan hasil perhitungan sederhana menggunakan persamaan-persamaan secara teoritis. Untuk data yang diamati yaitu respon dari sistem utama saat tanpa CPVA dan respon sistem utama saat dengan CPVA. Secara teoritis untuk memperoleh respon dari sistem tersebut harus dibuat persamaan gerak secara matematis terlebih dahulu.

### 3.4.1 Persamaan Matematis Sistem Utama Tanpa CPVA

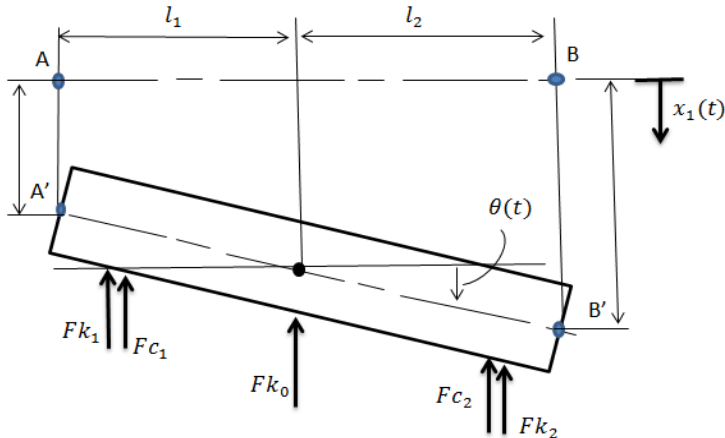


Gambar 3. 17 Model matematis dari sistem utama tanpa CPVA

Keterangan :

- $M_1$  : Massa sistem utama (kg)
- $x$  : *Displacement* massa utama (m)
- $Y$  : eksentrisitas dari disk (m)
- $k_0$  : koefisien pegas dari disk menuju massa 1 (N/m)
- $k_1$  : koefisien pegas equivalent kiri (N/m)
- $k_2$  : koefisien pegas equivalent kanan (N/m)
- $c_1$  : Koefisien damping equivalent kiri (N.s/m)
- $c_2$  : Koefisien damping equivalent kanan (N.s/m)
- $l_1$  : Jarak dari  $k_1$  dan  $c_1$  ke titik berat massa 1 (m)
- $l_2$  : Jarak dari  $k_2$  dan  $c_2$  ke titik berat massa 1 (m)

Berdasarkan gambar 3.17 dibuat *free body diagram* sehingga dapat terlihat vektor-vektor gaya yang bekerja pada massa utama ( $M_1$ ). Karena nilai  $k_1 \neq k_2$  maka sistem massa utama bergerak translasi dan rotasi.



Gambar 3. 18 *free body diagram* massa utama

Keterangan :

$Fk_0$  : Gaya harmonik yang diakibatkan oleh eksentrisitas disk (N)

$Fk_1$  : Gaya reaksi dari pegas equivalent kiri (N)

$Fk_2$  : Gaya reaksi dari pegas equivalent kanan (N)

$Fc_1$  : Gaya reaksi dari damping equivalent kiri (N)

$Fc_2$  : Gaya reaksi dari damping equivalent kanan (N)

$\theta$  : Sudut ketika massa utama bergerak rotasi (derajat)

$x_1$  : perpindahan massa utama pada titik CG (m)

Dari analisa *free body diagram* diatas dapat dibuat suatu persamaan matematis sebagai berikut :

Dimana :

$$Fk_1 = k_1(x_1 - l_1\theta) \quad Fk_2 = k_2(x_1 + l_2\theta) \quad Fk_0 = k_0(x_1 - Y)$$

$$Fc_1 = c_1(\dot{x}_1 - l_1\dot{\theta}) \quad Fc_2 = c_2(\dot{x}_1 + l_2\dot{\theta})$$

Gerak translasi :

$$\sum F = M_1\ddot{X}_1$$

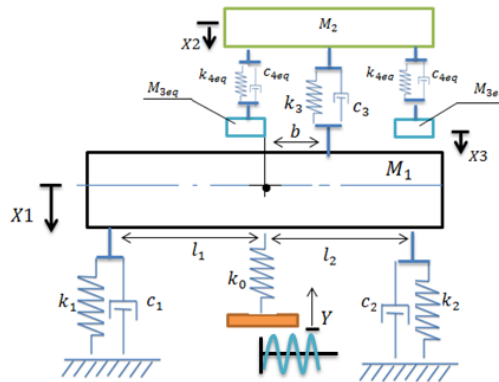
$$-Fk_0 - Fc_1 - Fc_2 - Fk_1 - Fk_2 = M_1\ddot{X}_1$$

$$\begin{aligned}
M_1 \ddot{X}_1 + Fc_1 + Fc_2 + Fk_1 + Fk_2 + Fk_0 &= 0 \\
M_1 \ddot{X}_1 + c_1(\dot{x}_1 - l_1 \dot{\theta}) + c_2(\dot{x}_1 + l_2 \dot{\theta}) + k_1(x_1 - l_1 \theta) + \\
k_2(x_1 + l_2 \theta) + k_0(x_1 - Y) &= 0 \\
M_1 \ddot{X}_1 + c_1 \dot{x}_1 - c_1 l_1 \dot{\theta} + c_2 \dot{x}_1 + c_2 l_2 \dot{\theta} + k_1 x_1 - k_1 l_1 \theta + k_2 x_1 + \\
k_2 l_2 \theta + k_0 x_1 &= k_0 Y \\
M_1 \ddot{X}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 - (c_1 l_1 - c_2 l_2) \dot{\theta} + (k_1 + k_2 + k_0) x_1 - \\
(k_1 l_1 - k_2 l_2) \theta &= k_0 Y
\end{aligned} \tag{3.4}$$

Gerak rotasi :

$$\begin{aligned}
\sum M &= J_0 \ddot{\theta} \\
Fc_1 l_1 + Fk_1 l_1 - Fc_2 l_2 - Fk_2 l_2 &= J_0 \ddot{\theta} \\
J_0 \ddot{\theta} + Fc_2 l_2 + Fk_2 l_2 - Fc_1 l_1 - Fk_1 l_1 &= 0 \\
J_0 \ddot{\theta} + c_2(\dot{x}_1 + l_2 \dot{\theta}) l_2 + k_2(x_1 + l_2 \theta) l_2 - c_1(\dot{x}_1 - l_1 \dot{\theta}) l_1 - \\
k_1(x_1 - l_1 \theta) l_1 &= 0 \\
J_0 \ddot{\theta} + c_2 l_2 \dot{x}_1 - c_2 l_2^2 \dot{\theta} + k_2 l_2 x_1 + k_2 l_2^2 \theta - c_1 l_1 \dot{x}_1 + c_1 l_1^2 \dot{\theta} - \\
k_1 l_1 x_1 + k_1 l_1^2 \theta &= 0 \\
J_0 \ddot{\theta} + (c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2) \dot{\theta} - (c_1 l_1 - c_2 l_2) \dot{x}_1 + (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2) \theta - \\
(k_1 l_1 - k_2 l_2) x_1 &= 0
\end{aligned} \tag{3.5}$$

### 3.4.2 Persamaan Matematis Sistem Utama Dengan CPVA



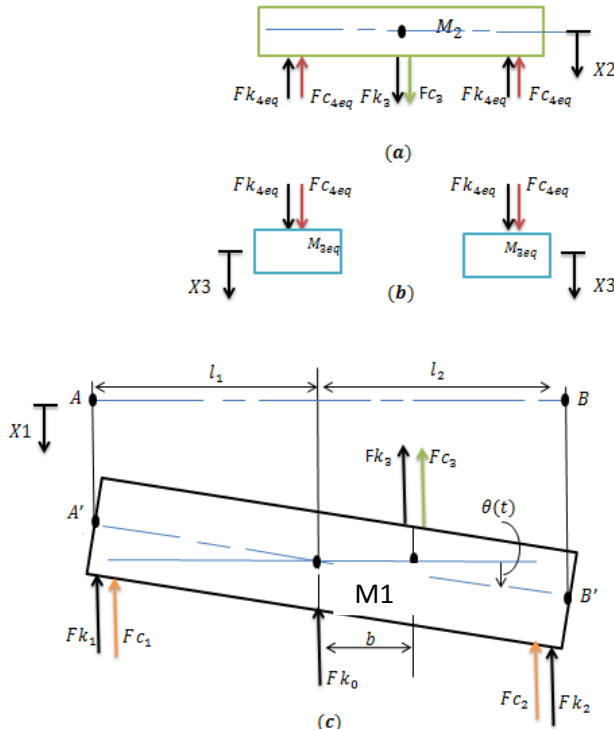
Gambar 3. 19 Model matematis dari sistem utama dengan CPVA

Keterangan :

- $M_1$  : Massa sistem utama (kg)
- $M_2$  : Massa anbsorber (kg)
- $M_3$  : Massa equivalent *piezoelectric* (kg)
- $X_1$  : *Displacement* massa utama (m)
- $X_2$  : *Displacement* massa absorber (m)
- $X_3$  : *Displacement* massa *piezoelectric* (m)
- $Y$  : Eksentrisitasi dari disk (m)
- $k_0$  : koefisin pegas dari disk menuju massa 1 (N/m)
- $k_1$  : koefisien pegas equivalent kiri di massa 1 (N/m)
- $k_2$  : koefisien pegas equivalent kanan di massa 1 (N/m)
- $k_3$  : koefisien pegas 3 di massa 2 (N/m)
- $k_4$  : koefisien pegas equivalent 4 di massa 3 (N/m)
- $c_1$  : Koefisien damping equivalent kiri di massa 1 (N.s/m)
- $c_2$  : Koefisien damping equivalent kanan di massa 1 (N.s/m)
- $c_3$  : Koefisien damping 3 di massa 2 (N.s/m)
- $c_4$  : Koefisien damping equivalent 4 di massa 4 (N.s/m)
- $l_1$  : Jarak dari  $k_1$  dan  $c_1$  ke titik berat massa 1 (m)
- $l_2$  : Jarak dari  $k_2$  dan  $c_2$  ke titik berat massa 1 (m)
- $b$  : jarak peletakan CPVA dari titik berat massa utama (m)



Berdasarkan gambar 3.19 dibuat *free body diagram* sehingga dapat terlihat vektor-vektor gaya yang bekerja pada massa utama ( $M_1$ ). Karena nilai  $k_1 \neq k_2$  maka sistem massa 1 bergerak translasi dan rotasi.



Gambar 3. 20 *free body diagram* (a) massa absorber  
(b) massa piezoelectric (c) massa utama

Keterangan :

- $Fk_0$  : Gaya harmonik diakibatkan oleh eksentrisitas disk (N)
- $Fk_1$  : Gaya reaksi dari pegas equivalent kiri (N)
- $Fk_2$  : Gaya reaksi dari pegas equivalent kanan (N)
- $Fc_1$  : Gaya reaksi dari damping equivalent kiri (N)
- $Fc_2$  : Gaya reaksi dari damping equivalent kanan (N)
- $\theta$  : Sudut ketika massa utama bergerak rotasi (derajat)

Berdasarkan gambar *free body diagram* diatas, dibuat suatu persamaan matematis sebagai berikut :

Dimana :

$$Fk_1 = k_1(x_1 - l_1\theta)$$

$$Fc_1 = c_1(\dot{x}_1 - l_1\dot{\theta})$$

$$Fk_2 = k_2(x_1 + l_2\theta)$$

$$Fc_2 = c_2(\dot{x}_1 + l_2\dot{\theta})$$

$$Fk_3 = k_3((x_1 + b\theta) - x_2)$$

$$Fc_3 = c_3((\dot{x}_1 + b\dot{\theta}) - \dot{x}_2)$$

$$Fk_0 = k_0(x_1 - Y)$$

$$Fk_4 = k_4(x_2 - x_3)$$

$$Fc_4 = \Gamma. n. Vp$$

Persamaan gerak translasi massa utama ( $M_1$ ) :

$$\sum F = M_1\ddot{X}_1$$

$$-Fk_1 - Fc_1 - Fc_2 - Fk_2 - Fk_3 - Fc_3 - Fk_0 = M_1\ddot{X}_1$$

$$M_1\ddot{X}_1 + Fc_1 + Fk_1 + Fc_2 + Fk_2 + Fc_3 + Fk_3 + Fk_0 = 0$$

$$M_1\ddot{X}_1 + c_1(\dot{x}_1 - l_1\dot{\theta}) + k_1(x_1 - l_1\theta) + c_2(\dot{x}_1 - l_2\dot{\theta}) + k_2(x_1 + l_1\theta) + c_3((\dot{x}_1 + b\dot{\theta}) - \dot{x}_2) + k_3((x_1 + b\theta) - x_2) + k_0(x_1 - Y) = 0$$

$$M_1\ddot{X}_1 + c_1\dot{x}_1 - c_1l_1\dot{\theta} + k_1x_1 - k_1l_1\theta + c_2\dot{x}_1 + c_2l_2\dot{\theta} + k_2x_1 + k_2l_2\theta + c_3(\dot{x}_1 + b\dot{\theta}) - c_3\dot{x}_2 + k_3(x_1 + b\theta) - k_3x_2 + k_0x_1 = k_0Y$$

$$M_1\ddot{X}_1 + c_1\dot{x}_1 - c_1l_1\dot{\theta} + k_1x_1 - k_1l_1\theta + c_2\dot{x}_1 + c_2l_2\dot{\theta} + k_2x_1 + k_2l_2\theta + c_3\dot{x}_1 + c_3b\dot{\theta}) - c_3\dot{x}_2 + k_3x_1 + k_3b\theta - k_3x_2 + k_0x_1 = k_0Y$$

$$M_1\ddot{X}_1 + (c_1 + c_2 + c_3)\dot{x}_1 - (c_1l_1 - c_2l_2 - c_3b)\dot{\theta} + (k_1 + k_2 + k_3 + k_0)x_1 - (k_1l_1 - k_2l_2 - k_3b)\theta - c_3\dot{x}_2 - k_3x_2 = k_0Y \quad (3.6)$$

Persamaan gerak rotasi massa utama ( $M_1$ ) :

$$\sum M = J_0\ddot{\theta}$$

$$Fk_1l_1 + Fc_1l_1 - Fk_2l_2 - Fc_2l_2 - Fk_3b - Fc_3b = J_0\ddot{\theta}$$

$$J_0\ddot{\theta} - Fk_1l_1 - Fc_1l_1 + Fk_2l_2 + Fc_2l_2 + Fk_3b + Fc_3b = 0$$

$$J_0\ddot{\theta} - k_1(x_1 - l_1\theta)l_1 - c_1(\dot{x}_1 - l_1\dot{\theta})l_1 + k_2(x_1 + l_2\theta)l_2 + c_2(\dot{x}_1 + l_2\dot{\theta})l_2 + k_3((x_1 + b\theta) - x_2)b + c_3((\dot{x}_1 + b\dot{\theta}) - \dot{x}_2)b = 0$$

$$J_0\ddot{\theta} - k_1l_1x_1 + k_1l_1^2\theta - c_1l_1\dot{x}_1 + c_1l_1^2\dot{\theta} + k_2l_2x_1 + k_2l_2^2\theta + c_2l_2\dot{x}_1 + c_2l_2^2\dot{\theta} + k_3(x_1 + b\theta)b - k_3bx_2 + c_3(\dot{x}_1 + b\dot{\theta})b - c_3b\dot{x}_2 = 0$$

$$J_0\ddot{\theta} - (k_1l_1 - k_2l_2 - k_3b)x_1 + (k_1l_1^2 + k_2l_2^2 + k_3b^2)\theta - (c_1l_1 - c_2l_2 - c_3b)\dot{x}_1 + (c_1l_1^2 + c_2l_2^2 + c_3b^2)\dot{\theta} - k_3bx_2 - c_3b\dot{x}_2 = 0 \quad (3.7)$$

Persamaan gerak translasi massa absorber ( $M_2$ )

$$\sum F = M_2\ddot{X}_2$$

$$Fc_3 + Fk_3 - Fc_4 - Fk_{4eq} = M_2\ddot{X}_2$$

$$M_2\ddot{X}_2 - Fc_3 - Fk_3 + Fk_{4eq} + Fc_4 = 0$$

$$M_2\ddot{X}_2 - c_3((\dot{x}_1 + b\dot{\theta}) - \dot{x}_2) - k_3((x_1 + b\theta) - x_2) + k_{4eq}(x_2 - x_3) + \Gamma.n.Vp = 0$$

$$M_2\ddot{X}_2 - c_3(\dot{x}_1 + b\dot{\theta}) + c_3\dot{x}_2 - k_3(x_1 + b\theta) + k_3x_2 + k_{4eq}x_2 - k_{4eq}x_3 + \Gamma.n.Vp = 0$$

$$\begin{aligned}
M_2\ddot{X}_2 - c_3\dot{x}_1 - c_3b\dot{\theta} + c_3\dot{x}_2 - k_3x_1 - k_3b\theta + k_3x_2 + k_{4eq}x_2 - k_{4eq}x_3 + \Gamma.n.Vp &= 0 \\
M_2\ddot{X}_2 - c_3\dot{x}_1 - c_3b\dot{\theta} + c_3\dot{x}_2 - k_3x_1 - k_3b\theta + (k_3 + k_{4eq})x_2 - k_{4eq}x_3 + \Gamma.n.Vp &= 0
\end{aligned}
\tag{3.8}$$

Persamaan gerak massa *piezoelectric* ( $M_3$ ) :

$$\begin{aligned}
\sum F &= M_{3eq}\ddot{X}_3 \\
Fk_{4eq} + Fc_4 &= M_{3eq}\ddot{X}_3 \\
M_{3eq}\ddot{X}_3 - Fk_{4eq} - Fc_4 &= 0 \\
M_{3eq}\ddot{X}_3 - k_{4eq}(x_2 - x_3) - \Gamma.n.Vp &= 0 \\
M_{3eq}\ddot{X}_3 - k_{4eq}x_2 + k_{4eq}x_3 - \Gamma.n.Vp &= 0
\end{aligned}
\tag{3.9}$$

### 3.5 Pengujian

#### 3.5.1 Peralatan pengujian

Dalam melakukan pengujian eksperiment dibutuhkan beberapa peralatan tambahan seperti :

##### 1. Power Supply

Power supply digunakan sebagai sumber daya pemutar motor DC. Power supply yang digunakan adalah tipe custom-made dengan output voltase yang dapat diatur. Hal ini sangat diperlukan karena pada penelitian ini putaran motor akan divariasikan pada frekuensi tertentu, sehingga output power supply harus dapat diatur dengan mudah.



Gambar 3. 21 Power supply.

## 2. Digital Oscilloscope

Digital oscilloscope digunakan sebagai alat ukur voltase bangkitan yang dihasilkan oleh *cantilever piezoelectric* dan juga mengukur respon getaran yang terjadi pada sistem utama. Data yang dihasilkan berupa grafik voltase elektromagnetik terhadap waktu. Digital oscilloscope yang digunakan seperti pada gambar berikut.



Gambar 3. 22 Oscilloscope.

## 3. Tachometer

Tachometer digunakan sebagai alat untuk mengukur putaran yang dihasilkan oleh motor agar putaran motor dapat disesuaikan dengan frekuensi yang diinginkan. Tachometer yang digunakan yaitu digital laser tachometer LCD seperti pada gambar berikut.

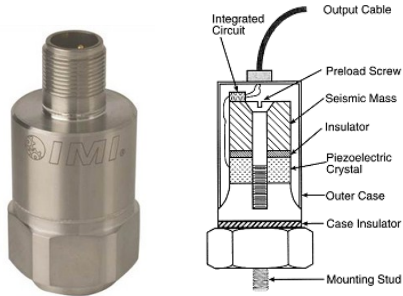


Gambar 3. 23 Digital laser tachometer LCD.

## 4. Accelerometer probe

*Accelerowmeter* digunakan sebagai sensor untuk mengukur percepatan getaran yang terjadi pada sistem utama.

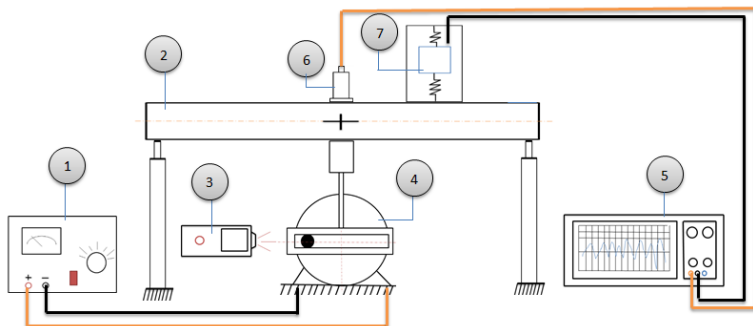
Kemudian kecepatan dan *displacement* benda ditentukan dengan mengintegrasikan percepatan yang direkam oleh oscilloscope.



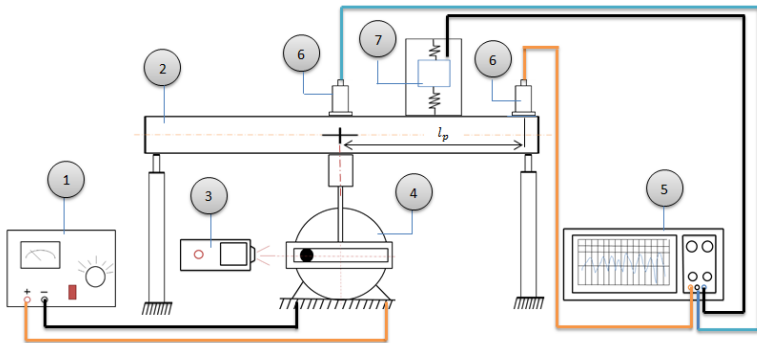
Gambar 3. 24 Accelerometer probe.

### 3.5.2 Skema pengujian

Pada gambar 3.26 merupakan skema pengujian untuk gerak tasniasi, dimana posisi probe tepat berada di tengah sistem utama sedangkan untuk gambar 3.27 merupakan skema pengujian gerak rotasi dengan menggunakan dua buah probe dimana posisi probe pertama berada di tengah sistem utama dan yang lain berada di tepi dari sistem utama dengan jarak  $l_p$ . namun untuk peralatan yang digunakan pada pengujian tetap sama.



Gambar 3. 25 Skema pengujian gerak translasi

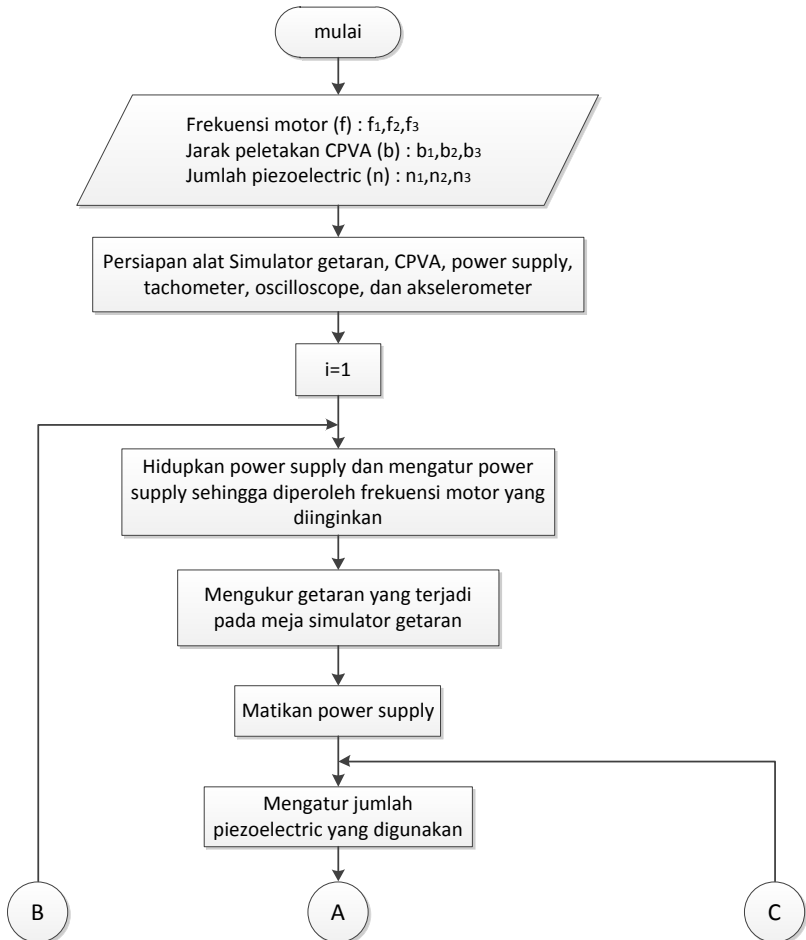


Gambar 3. 26 Skema pengujian gerak rotasi

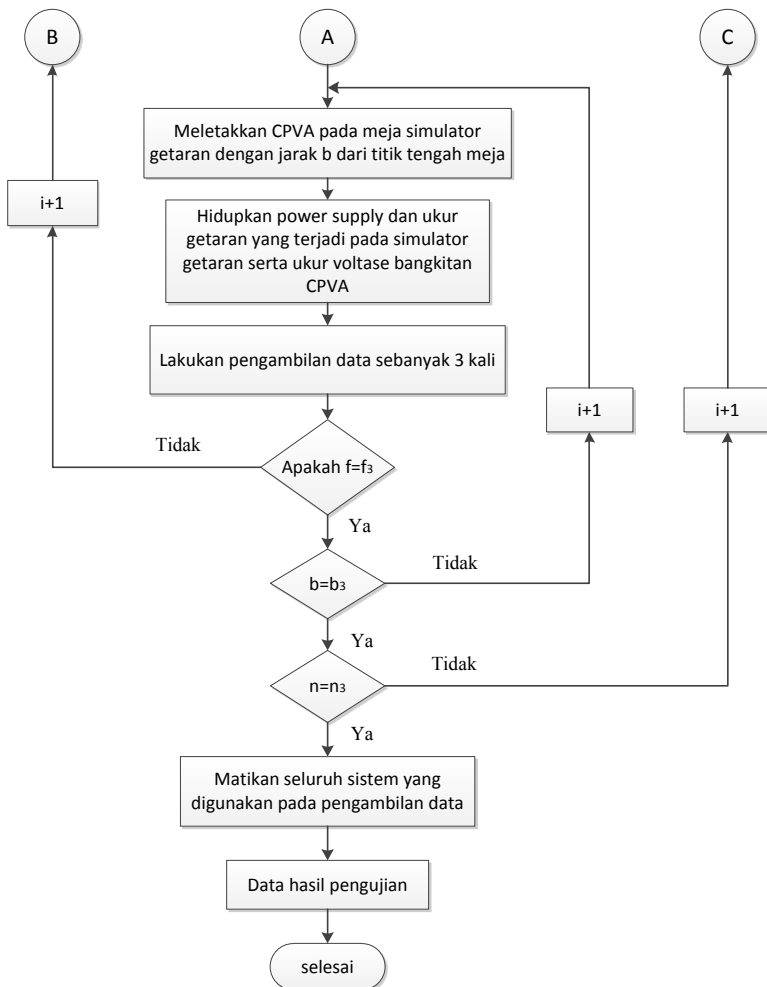
Keterangan :

- |                    |                |
|--------------------|----------------|
| 1. Power supply    | 5. Oscilloscop |
| 2. Sistem utama    | 6. Probe       |
| 3. Tachometer      | 7. CPVA        |
| 4. Motor penggerak |                |

### 3.5.3 Flowchart pengambilan data gerak translasi dan rotasi







Gambar 3. 27 Flowchart pengambilan data

***“Halaman ini sengaja dikosongkan”***

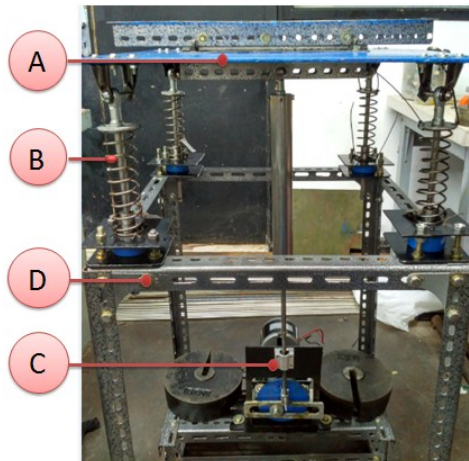
## **BAB IV**

### **HASIL DAN PEMBAHASAN**

#### **4.1 Hasil Rancangan**

##### **4.1.1 Mekanisme Simulator Getaran**

Hasil dari pembuatan alat simulator getaran berdasarkan rancangan yang telah dibuat sebelumnya terdiri dari beberapa bagian utama dengan dimensi keseluruhan yaitu 50cm x 50cm x 96cm yang dapat dilihat pada gambar berikut.



Gambar 4. 1 Simulator Getaran

Keterangan :

A : meja sistem utama

C : mekanisme penggerak.

B : suspensi meja

D : rangka

Dari hasil timbangan untuk komponen-komponen yang menjadi massa utama dari sistem yaitu tampak pada tabel berikut:

Tabel 4. 1 Massa utama

No	Nama komponen	Massa
1	Poros pengarah pada suspensi meja	0.6 Kg
2	Meja sistem utama	5.9Kg
3	Poros penggerak	0.2Kg
4	Box CPVA	0.3 kg
Total massa		7 Kg

Pada suspensi meja digunakan nilai kekakuan pegas yang berbeda antara suspensi sisi kiri dengan suspensi sebelah kanan untuk menciptakan getaran translasi dan rotasi pada meja simulator getaran.

Dengan nilai defleksi statis yang diinginkan maksimal 1 cm agar kondisi awal sistem penggerak tidak terbebani dan pegas suspensi meja tidak mengalami banyak perubahan pada ukuran panjangnya, maka dengan menggunakan persamaan 3.2 diperoleh nilai kekakuan pegas minimum sebagai berikut.

$$k = \frac{W}{\delta_{st}}$$

$$k = \frac{(7.785 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2)}{0,01 \text{ m}} = \frac{68,67 \text{ N}}{0,01 \text{ m}} = 7637 \text{ N/m}$$

Karena ada 4 buah pegas yang menopang sistem maka :

$$k = \frac{6.867 \text{ N/m}}{4} = 1.909.27 \text{ N/m}$$

Dari perhitungan kekakuan pegas minimum kemudian dilakukan pendekatan menggunakan persamaan 3.3 berikut.

$$k = \frac{GD^4}{64N_a R^3}$$

$$\frac{k_1}{2} = \frac{(11500000 \text{ psi})(0,13 \text{ inc})^4}{64(8)(0,77 \text{ inc})^3} = 13,31 \frac{\text{lb}}{\text{inc}}$$

$$= 2329,99 \text{ N/m}$$

Dengan memasukkan nilai parameter-parameter pegas yang ada di pasaran maka diperoleh pegas dengan nilai  $k = 2329,99 \text{ N/m}$ .

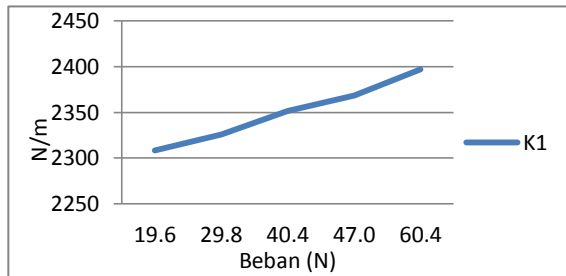
Untuk pegas pada sisi satunya digunakan pegas dengan selisih nilai  $k \geq 1000 \text{ N/m}$  agar getaran ke arah rotasi mudah diamati secara visual. Dengan memasukkan nilai parameter pegas yang ada dipasaran pada persamaan 3.3 diatas diperoleh.

$$k_2/2 = \frac{(11500000 \text{ psi})(0,14 \text{ inc})^4}{64(7)(0,77 \text{ inc})^3} = 20,45 \frac{\text{lb}}{\text{inc}} = 3581,67 \text{ N/m}$$

Untuk menguji kesesuaian nilai kekakuan pegas teori dengan kenyataan, maka dilakukan pengujian secara langsung pada pegas yang digunakan pada sistem utama. Pengujian kekakuan pegas dilakukan dengan cara menggantungkan beban pada pegas lalu mengukur selisih panjang awal pegas sebelum diberi beban dengan panjang akhir pegas setelah diberi pembebanan. Variasi beban yang diberikan ada 5 variasi dan setiap variasi dilakukan 3 kali pengulangan kemudian diambil rata-ratanya. Nilai kekakuan pegas pengujian adalah nilai kekakuan pegas rata-rata yang diperoleh dari 5 variasi beban, dengan hasil pengujian seperti pada tabel berikut.

Tabel 4. 2 pengujian  $k_1/2$

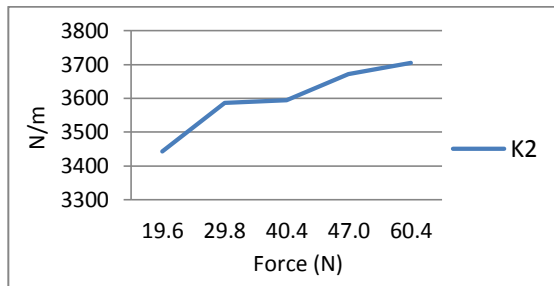
panjang awal(m)	beban (N)	panjang ahir (m)	selisih panjang (m)	Nilai K (N/m)
0.085	19.6	0.0765	0.0085	2308.2353
0.085	29.8	0.0722	0.0128	2326.043
0.085	40.4	0.0678	0.0172	2351.5483
0.085	47.0	0.06515	0.01985	2368.2378
0.085	60.4	0.0598	0.0252	2396.8321
k rata-rata				2350.1793



Gambar 4. 2 Grafik pengujian pegas  $k_1/2$

Tabel 4. 3 pengujian  $k_2/2$

panjang awal(m)	beban (N)	panjang ahir (m)	selisih panjang (m)	Nilai K (N/m)
0.085	19.6	0.0793	0.0057	3442.1053
0.085	29.8	0.0767	0.0083	3587.1506
0.085	40.4	0.07375	0.01125	3595.256
0.085	47.0	0.0722	0.0128	3672.6188
0.085	60.4	0.0687	0.0163	3705.5319
K rata-rata				3600.5325



Gambar 4. 3 Grafik pengujian pegas  $k_2/2$

Secara lebih detail konstanta kekakuan pegas ( $k$ ) pada tabel-tabel pengujian pegas diperoleh dengan menggunakan hukum hooke :

$$F = k \cdot \Delta X \text{ atau } W = k \cdot \Delta X$$

Adapun contoh perhitungannya sebagai berikut:

- Menghitung gaya (F) yang bekerja :

$$F = W$$

$$F = m \cdot g$$

Misalkan beban yang diberikan sebesar 2 kg, maka

$$F = 2 \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F = 19,62 \text{ N}$$

- Menghitung  $\Delta X$  pegas :

$$\Delta X = X_1 - X_2$$

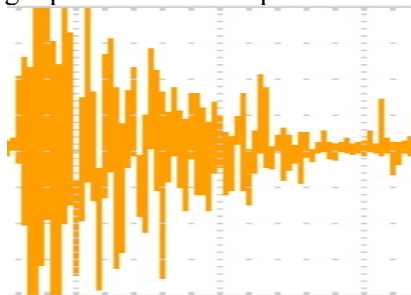
$$\Delta X = (0,085 - 0,0793) \text{ m} = 0,0057 \text{ m}$$

- Menghitung nilai kekakuan pegas :

$$k = \frac{F}{\Delta X}$$

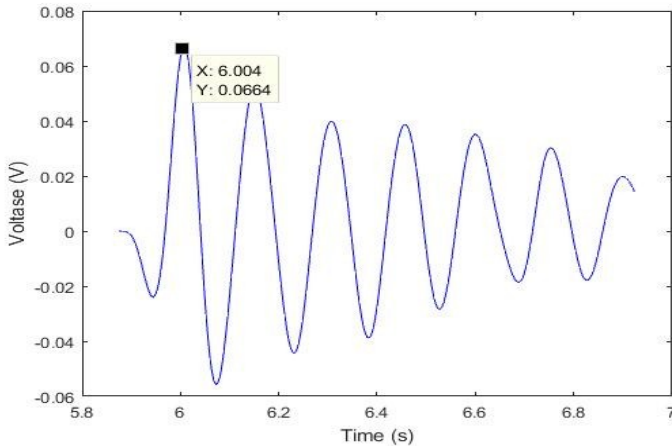
$$k = 19,62 \text{ N} / 0,0057 \text{ m} = 3.442,105 \text{ m}$$

Kemudian untuk mengetahui konstanta redaman dari sistem utama dilakukan pengujian secara langsung pada sistem utama. Pengujian dilakukan dengan memberikan simpangan awal pada sistem utama dan membiarkannya untuk bergetar secara bebas. Respon getaran yang terjadi dari sistem utama diambil dengan menggunakan *accelerometer* dan ditampilkan pada oscilloscope untuk diolah dengan menggunakan persamaan *incremental degreement* [5]. Gambar berikut merupakan gambar respon getaran yang diperoleh dari hasil pembacaan oscilloscope.



Gambar 4. 4 Hasil pengukuran getaran bebas sistem utama dengan oscilloscope

Sebelum melakukan pengolahan data dengan menggunakan *incremental degreement* maka terlebih dahulu data hasil pengukuran dilakukan *filter* dan *smoothing* guna menghilangkan noise getaran yang terjadi. Gambar berikut ini memperlihatkan grafik hasil *smoothing* dan *filter* dari grafik pada gambar 4.4.



Gambar 4. 5 Grafik hasil pengukuran getaran bebas sistem utama dengan *smoothing* dan *filtering*

Pengolahan data dari grafik pada gambar 4.5 dilakukan dengan mencari nilai amplitudo rata-rata dari sebuah puncak dan sebuah lembah yang berdekatan ( $a_n$ ) dan kemudian mencari rata-rata dari sebuah puncak dan sebuah lembah yang berurutan berikutnya ( $a_{n+1}$ ). Dari rata-rata amplitudo pertama dan rata-rata amplitudo kedua tersebut kemudian dimasukkan ke dalam persamaan *incremental degreement* sebagaimana dalam persamaan berikut [7].

$$C = 2 \cdot (m) \cdot \sqrt{\frac{k}{m}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\left[ \frac{2\pi / \ln\left(\frac{a_n}{a_{n+1}}\right)}{2\pi} \right]^2 + 1}}$$



Berikut ini adalah contoh langkah-langkah yang dilakukan untuk mencari nilai konstanta redaman pada sistem utama.

- Menghitung rata-rata dari amplitudo pertama ( $a_n$ ):

$$a_n = \frac{\text{puncak}_n - \text{lembah}_n}{2}$$

$$a_n = \frac{0.0664 - (-0.05522)}{2}$$

$$a_n = 0.06081 \text{ Volt}$$

- Menghitung rata-rata amplitudo kedua ( $a_{n+1}$ ):

$$a_{n+1} = \frac{\text{puncak}_{n+1} - \text{lembah}_{n+1}}{2}$$

$$a_{n+1} = \frac{0.05225 - (-0.04437)}{2}$$

$$a_{n+1} = 0.04831 \text{ Volt}$$

- Menghitung nilai redaman sistem utama:

$$C = 2 \cdot (m_1) \cdot \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{m_1}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\left[ \frac{2\pi}{\ln\left(\frac{a_n}{a_{n+1}}\right)} \right]^2 + 1}}$$

Untuk massa sistem utama yaitu 7 kg, konstanta pegas  $k_1 = 4700 \text{ N/m}$  dan konstanta pegas  $k_2 = 7200 \text{ N/m}$ . Dengan memasukan semua nilai parameter tersebut maka:

$$C = 2 \cdot (7) \cdot \sqrt{\frac{4700 + 7200}{7}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\left[ \frac{2\pi}{\ln\left(\frac{0.06081}{0.04831}\right)} \right]^2 + 1}}$$

$$C = 21.12 \text{ N.s/m}$$

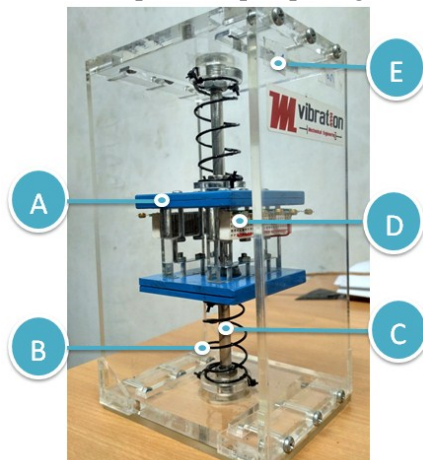
Cara yang sama sebagaimana contoh diatas diulang sebanyak 4 kali sehingga diperoleh data sebagaimana pada tabel 4.4. Dari tabel 4.4 terlihat bahwa nilai rata-rata dari redaman sistem utama sebesar **18.87 N.s/m**.

Tabel 4. 4 Redaman sistem utama

data ke-n	rata-rata amplitudo ke-n (Volt)	rata-rata amplitudo ke-n + 1 (volt)	C (N.s/m)
1	0.06081	0.04831	21.12
2	0.04831	0.03848	20.88
3	0.03848	0.032385	15.83
4	0.032385	0.02672	17.65
Rata-rata nilai redaman			18.87

#### 4.1.2 Mekanisme CPVA

CPVA sebagai sistem tambahan yang berfungsi meredam getaran yang dihasilkan oleh sistem utama dibuat dengan dimensi 13 cm x 10 cm x 22 cm seperti tampak pada gambar berikut.



Gambar 4. 6 CPVA

Keterangan :

- A. Massa *absorber*      C. Poros pengarah      E. Box CPVA  
 B. Pegas CPVA      D. *Piezoelectric*

Untuk massa *absorber* yang dibuat yaitu 0,875 kg yang setara dengan 1/8 dari massa utama sistem simulator getaran. Data diperoleh dengan melakukan penimbangan langsung menggunakan timbangan digital.

Pegas dari mekanisme CPVA disesuaikan berdasarkan frekuensi natural pertama dari sistem utama agar mekanisme CPVA dapat meredam getaran pada frekuensi tersebut, dengan nilai massa absorber 1/8 dari massa utama maka besarnya nilai kekakuan pegas dibuat seperti berikut.

Pegas terbuat dari bahan baja yang pada umumnya memiliki nilai *shear modulus* (G) yaitu 11500000 psi, Untuk dimensi dari pegas yaitu :

$$D = 0,06 \text{ inc}$$

$$R = 0,51 \text{ inc}$$

$$N_a = 4$$

Nilai kekakuan pegas diketahui dengan menggunakan persamaan 3.3 sebagai berikut.

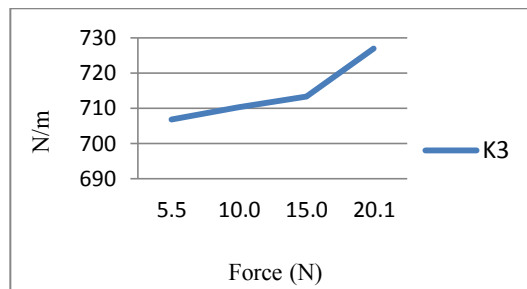
$$k = \frac{GD^4}{64N_aR^3}$$

$$k = \frac{(11500000)(0,06)^4}{64(4)(0,51)^3} = 4,08 \frac{\text{lb}}{\text{inc}} = 713,66 \text{ N/m}$$

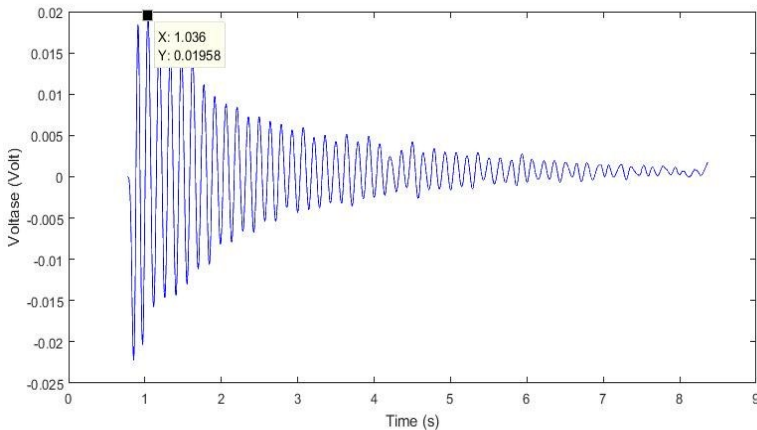
Dimana pegas atas dan pegas bawah memiliki dimensi yang sama dan bahan yang sama sehingga nilai  $k_{eq}$  untuk pegas yang disusun secara paralel yaitu  $k_{eq} = k_a + k_b$ . Diperoleh nilai dari  $k_{eq} = 1428.68 \text{ N/m}$  sementara dengan pengujian langsung pada pegas diperoleh data seperti pada tabel berikut.

Tabel 4. 5 pengujian  $k_3/2$ 

panjang awal(m)	beban (N)	panjang ahir (m)	selisih panjang (m)	Nilai K (N/m)
0.067	5.5	0.0592	0.0078	705.12821
0.067	10.0	0.0529	0.0141	709.21986
0.067	15.0	0.046	0.021	714.28571
0.067	20.1	0.0394	0.0276	728.26087
K rata-rata				714.22366

Gambar 4. 7 Grafik pengujian pegas  $k_3$ 

Kemudian untuk mengetahui konstanta redaman dari sistem CPVA, maka dilakukan pengujian secara langsung pada sistem. Pengujian dilakukan sama seperti pada pengujian redaman sistem utama. Menggunakan grafik hasil pengukuran getaran bebas pada sistem CPVA seperti pada gambar 4.8, kemudian memasukkan parameter nilai dari massa absorber sebesar 0.875 kg dan konstanta pegas absorber sebesar 1477,83 N/m diperoleh data redaman sistem CPVA seperti pada tabel 4.6 dengan rata-rata redaman sebesar **1.21 N.s/m**.



Gambar 4. 8 Grafik hasil pengukuran getaran bebas sistem CPVA dengan *smoothing* dan *filtering*

Tabel 4. 6 Redaman sistem CPVA

Data ke-n	rata-rata amplitudo ke-n (Volt)	rata-rata amplitudo ke-n + 1 (volt)	C (N.s/m)
1	0.086675	0.076995	1.35
2	0.076995	0.07217	0.74
3	0.07217	0.065085	1.18
4	0.065085	0.05684	1.55
Rata-rata nilai redaman			1.21

## 4.2 Pemodelan Matematis

### 4.2.1 Pemodelan Matematis Tanpa CPVA

Dari persamaan gerak 3.4 dan 3.5, digunakan untuk menemukan nilai frekuensi natural dari sistem utama tanpa CPVA dengan mengubah persamaan tersebut menjadi bentuk matrix.

$$M_1 \ddot{X}_1 + (c_1 + c_2) \dot{X}_1 - (c_1 l_1 - c_2 l_2) \dot{\theta} + (k_1 + k_2 + k_0) x_1 - (k_1 l_1 - k_2 l_2) \theta = k_0 Y$$

$$J_0\ddot{\theta} + (c_1l_1^2 + c_2l_2^2)\dot{\theta} - (c_1l_1 - c_2l_2)\dot{x}_1 + (k_1l_1^2 + k_2l_2^2)\theta - (k_1l_1 - k_2l_2)x_1 = 0$$

Diperoleh :

$$[M] = \begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & J_0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix}$$

$$[C] = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_1l_1 + c_2l_2 \\ -c_1l_1 + c_2l_2 & c_1l_1^2 + c_2l_2^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{\theta} \end{Bmatrix}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} (k_1 + k_2 + k_0) & -(k_1l_1 - k_2l_2) \\ -(k_1l_1 - k_2l_2) & (k_1l_1^2 + k_2l_2^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ \theta \end{Bmatrix}$$

Persamaan fundamental yang digunakan yaitu [5].

$$[M]\ddot{x} + [C]\dot{x} + [K]x = F(t) \quad (4.1)$$

Namun nilai frekuensi natural dari suatu sistem hanya dipengaruhi dari nilai  $k_{eq}$  dan  $m_{eq}$  sehingga  $[C]\dot{x}$  dan  $F(t)$  dapat diabaikan dan persamaan menjadi seperti persamaan berikut.

$$[M]\ddot{x} + [K]x = 0$$

$$\begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & J_0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2 + k_0) & -(k_1l_1 - k_2l_2) \\ -(k_1l_1 - k_2l_2) & (k_1l_1^2 + k_2l_2^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4.2)$$

Dimana :

$$\begin{aligned} x(t) &= X \cos \omega t \\ \dot{x}(t) &= -X \omega \sin \omega t \\ \ddot{x}(t) &= -X \omega^2 \cos \omega t \end{aligned}$$

Persamaan 4.2 menjadi.

$$\begin{vmatrix} -\omega^2 M + k_1 + k_2 + k_0 & -k_1l_1 + k_2l_2 \\ -k_1l_1 + k_2l_2 & -\omega^2 J_0 + k_1l_1^2 + k_2l_2^2 \end{vmatrix} = 0$$

Determinan dari persamaan diatas adalah :

$$\begin{aligned} &\omega^4 M J_0 - \omega^2 M k_1 l_1^2 - \omega^2 M k_2 l_2^2 - \omega^2 J_0 k_1 - \omega^2 J_0 k_2 - \\ &\omega^2 J_0 k_0 + k_1^2 l_1^2 + k_1 k_2 l_2^2 + k_2 k_1 l_1^2 + k_2^2 l_2^2 + k_0 k_1 l_1^2 + k_0 k_2 l_2^2 - \\ &k_1^2 l_1^2 + k_1 l_1 k_2 l_2 + k_2 l_2 k_1 l_1 - k_2^2 l_2^2 = 0 \end{aligned}$$

Dengan memasukkan nilai parameter :

$$\begin{aligned} M &= 7 \text{ kg} & l_1 &= 0,25 \text{ m} \\ J_0 &= 0,145833 \text{ m}^3 & k_2 &= 7200 \text{ N/m} \\ k_1 &= 4700 \text{ N/m} & l_2 &= 0,25 \text{ m} \end{aligned}$$

Diperoleh :

$$1.02\omega^4 - 6962.81\omega^2 + 8.567.843,75 = 0 \quad (4.3)$$

Dengan menggunakan persamaan abc [5], dapat diperoleh nilai dari frekuensi naturan ( $\omega_n$ ) sistem utama tanpa CPVA, dimana  $\lambda = \omega^2$  maka.

$$\begin{aligned} \lambda_1, \lambda_2 &= \frac{-b \mp \sqrt{(b)^2 - 4ac}}{2a} \\ \lambda_1, \lambda_2 &= \frac{-(-6962.81) \mp \sqrt{(-6962.81)^2 - 4(1.02)(8.567.843,75)}}{2(1.02)} \\ \lambda_1 &= \frac{6962.81 - 3673.608}{2.04} = 1611.04 \\ \lambda_2 &= \frac{6962.81 + 3673.608}{2.04} = 5209.68 \\ \omega_1 &= \sqrt{\lambda_1} = \sqrt{1611.04} = 40.14 \text{ rad/sec} \\ \omega_2 &= \sqrt{\lambda_2} = \sqrt{5209.68} = 72.18 \text{ rad/sec} \end{aligned}$$

Jika dibawa kedalam bentuk kecepatan putar motor (n) maka,

$$\begin{aligned} n_1 &= \frac{\omega_1 \times 60}{2\pi} = 383.48 \text{ rpm} \\ n_2 &= \frac{\omega_2 \times 60}{2\pi} = 688.97 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Yang setara dengan :

$$\begin{aligned} f_1 &= \frac{\omega_1}{2\pi} = 6.388 \text{ hz} \\ f_2 &= \frac{\omega_2}{2\pi} = 11.487 \text{ hz} \end{aligned}$$

### 4.2.2 Pemodelan Matematis Dengan CPVA

Dari persamaan gerak sistem utama dengan CPVA, digunakan untuk menemukan nilai frekuensi natural dari sistem utama dengan mengubah persamaan tersebut menjadi bentuk matrix. Dimana untuk mencari frekuensi natural sistem dengan penambahan CPVA terdapt 3 DOF dengan 2 massa yaitu massa utama dan massa absorber. Untuk nilai damping dan gaya eksitasi pada persamaan dapat diabaikan sehingga persamaan menjadi seperti pada persamaan berikut.

Persamaan gerak translasi  $M_1$

$$M_1 \ddot{X}_1 + (k_1 + k_2 + k_3 + k_0)x_1 - (k_1 l_1 - k_2 l_2 - k_3 b)\theta - k_3 x_2 = 0 \quad (4.3)$$

Persamaan gerak rotasi  $M_1$

$$J_0 \ddot{\theta} - (k_1 l_1 - k_2 l_2 - k_3 b)x_1 + (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 - k_3 b^2)\theta - k_3 b x_2 = 0 \quad (4.4)$$

Persamaan gerak translasi  $M_2$

$$M_2 \ddot{x}_2 + k_3 x_2 - k_3 x_1 - k_3 b \theta = 0 \quad (4.5)$$

Diperoleh matrix :

$$[M] = \begin{bmatrix} M_1 & 0 & 0 \\ 0 & J_0 & 0 \\ 0 & 0 & M_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} (k_1 + k_2 + k_3 + k_0) & -(k_1 l_1 - k_2 l_2 - k_3 b) & -k_3 \\ -(k_1 l_1 - k_2 l_2 - k_3 b) & (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 - k_3 b^2) & -k_3 b \\ -k_3 & -k_3 b & k_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ \theta \\ x_2 \end{Bmatrix}$$

Dengan menjumlahkan matrix [M] dengan matrix [K] maka diperoleh bentuk persamaan sebagai berikut.

$$[M] \ddot{x} + [K] x = 0$$



$$\begin{aligned}
& \begin{bmatrix} M_1 & 0 & 0 \\ 0 & J_0 & 0 \\ 0 & 0 & M_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} \\
& + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2 + k_3 + k_0) & -(k_1 l_1 - k_2 l_2 - k_3 b)\theta & -k_3 \\ -(k_1 l_1 - k_2 l_2 - k_3 b) & (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 - k_3 b^2) & -k_3 b \\ -k_3 & -k_3 b & k_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ \theta \\ x_2 \end{Bmatrix} \\
& = 0
\end{aligned}$$

Melakukan analisa fundamental dengan  $\lambda = \omega^2$

$$\begin{aligned}
& |[K] - \lambda[M]| = 0 \\
& \begin{vmatrix} (k_1 + k_2 + k_3 + k_0) - \lambda M_1 & -(k_1 l_1 - k_2 l_2 - k_3 b) & -k_3 \\ -(k_1 l_1 - k_2 l_2 - k_3 b) & (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 - k_3 b^2) - \lambda J_0 & -k_3 b \\ -k_3 & -k_3 b & k_3 - \lambda M_2 \end{vmatrix} - \\
& \lambda \begin{vmatrix} M_1 & 0 & 0 \\ 0 & J_0 & 0 \\ 0 & 0 & M_2 \end{vmatrix} = 0
\end{aligned}$$

Atau

$$\begin{aligned}
& \begin{vmatrix} (k_1 + k_2 + k_3 + k_0) - \lambda M_1 & -(k_1 l_1 - k_2 l_2 - k_3 b) & -k_3 \\ -(k_1 l_1 - k_2 l_2 - k_3 b) & (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 - k_3 b^2) - \lambda J_0 & -k_3 b \\ -k_3 & -k_3 b & k_3 - \lambda M_2 \end{vmatrix} \\
& = 0 \quad (4.6)
\end{aligned}$$

Persamaan diatas dapat diselesaikan dengan mencari nilai determinan dari matrixnya .

Untuk jarak  $b = 0$  m yaitu posisi CPVA tepat berada pada titik tengah sistem utama. Dengan memasukkan semua nilai dari parameter yang ada kedalam persamaan 4.6 di atas, maka diperoleh persamaan berikut.

$$\begin{vmatrix} 13473.68 - 7\lambda & 625 & -1428.68 \\ 625 & 743.75 - 0.145833\lambda & 0 \\ -1428.68 & 0 & 1428.68 - 0.875\lambda \end{vmatrix} = 0$$

diperoleh hasil determinannya adalah :

$$-0.89\lambda^3 + 7733.20\lambda^2 - 18374246.66\lambda + 12240707008.75 = 0$$

Sehingga diperoleh 3 buah nilai  $\lambda$  yaitu :

$$\lambda_1 = 1146$$

$$\lambda_2 = 2280$$

$$\lambda_3 = 5262$$

Dimana  $\lambda = \omega^2$  maka :

$$\omega_1 = \sqrt{1146} = 33.85 \text{ rad/secon}$$

$$\omega_2 = \sqrt{2280} = 47.75 \text{ rad/secon}$$

$$\omega_3 = \sqrt{5262} = 72.54 \text{ rad/secon}$$

Jika diubah kedalam kecepatan putaran motor maka :

$$n_1 = \frac{\omega_1 \times 60}{2\pi} = 323.14 \text{ rpm}$$

$$n_2 = \frac{\omega_2 \times 60}{2\pi} = 455.79 \text{ rpm}$$

$$n_3 = \frac{\omega_3 \times 60}{2\pi} = 692.42 \text{ rpm}$$

Yang nilainya setara dengan :

$$f_1 = \frac{\omega_1}{2\pi} = 5.4 \text{ hz}$$

$$f_2 = \frac{\omega_2}{2\pi} = 7.6 \text{ hz}$$

$$f_3 = \frac{\omega_3}{2\pi} = 11.54 \text{ hz}$$

Dengan cara yang sama seperti di atas maka didapatkan pula nilai frekuensi natural untuk sistem dengan CPVA dengan

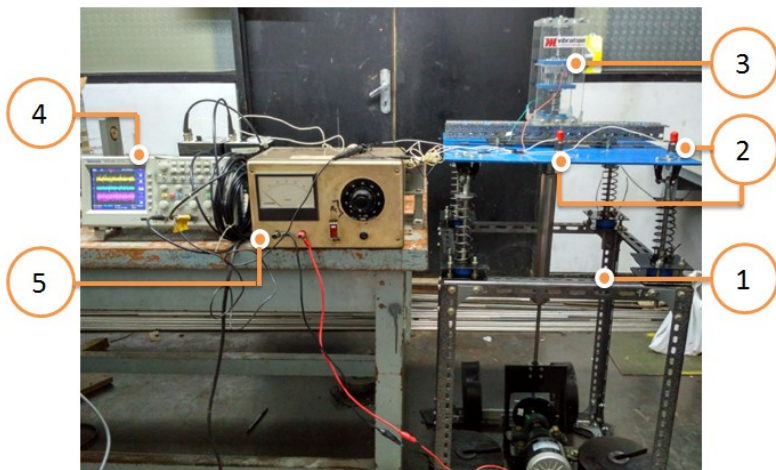
nilai  $b_2 = 10$  cm dan  $b_3 = 20$  cm sebagaimana dalam tabel berikut:

Tabel 4. 7 frekuensi natural sistem dengan CPVA

Jarak peletakan CPVA (cm)	Frekuensi natural 1 (hz)	Frekuensi natural 2 (hz)	Frekuensi natural 3 (hz)
0	5.39	7.6	11.54
10	5.22	7.55	11.54
20	4.86	7.43	11.45

### 4.3 Analisa Pengujian

Pengujian yang dilakukan secara langsung pada alat yang telah dibuat dengan menggunakan beberapa peralatan seperti oscilloscope, *probe accelerometer*, tahcometer, dan *power supply*. Input yang diberikan berupa variasi frekuensi eksitasi, variasi jarak peletakan CPVA dari titik tengah massa utama dan variasi jumlah piezoelectric yang digunakan. Output yang diperoleh berupa reduksi respon percepatan sistem utama dan voltase energi listrik yang dihasilkan oleh mekanisme CPVA.



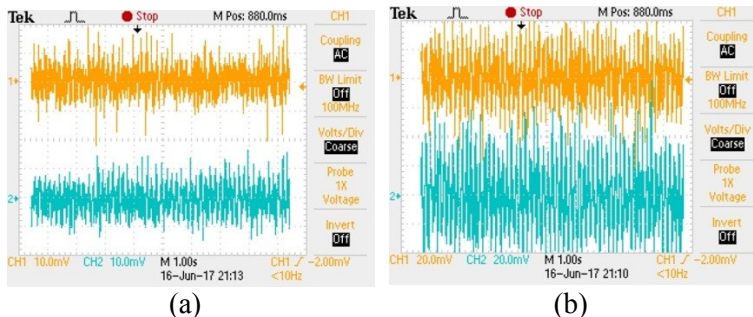
Gambar 4. 9 Skema pengujian alat

Keterangan :

1. Sistem utama (simulator getaran)
2. Probe *accelerometer*
3. CPVA
4. Oscilloscope
5. Power supply

#### 4.3.1 Pengujian Sistem Utama tanpa CPVA

Pengujian tanpa CPVA dilakukan dengan cara pengujian secara langsung pada alat simulator getaran yang telah dibuat dengan meniadakan CPVA. Dalam kondisi ini sistem hanya memiliki dua derajat kebebasan saja, yaitu pada arah translasi dan rotasi. Gambar 4.10 berikut ini memperlihatkan respon getaran untuk beberapa perubahan frekuensi eksitasi yang diberikan pada sistem utama.



Gambar 4. 10 Respon sistem saat (a) 5.76 hz (b) 6.4 hz yang terbaca pada oscilloscope

Gambar di atas merupakan salah satu contoh respon sistem yang ditampilkan pada alat ukur oscilloscope. Grafik yang ditampilkan merupakan respon sinusoidal dengan rentan waktu rekaman per 1 detik. Garis yang berwarna orange merupakan output dari *accelerometer* yang dipasang pada titik tengah meja simulator getaran dengan skala pembacaan di CH1 dan garis yang berwarna biru merupakan output dari *accelerometer* dengan

posisi peletakan di titik ujung meja simulator getaran dengan skala pembacaan CH2.

Data yang diperoleh dari alat ukur oscilloscope berupa angka tanpa satuan dalam bentuk excel yang masih perlu diolah agar data yang dihasilkan dalam bentuk percepatan ( $m/s^2$ ), berikut contoh cara mengubah data tersebut :

- Diketahui bahwa *probe accelerometer* memiliki nilai konversi yaitu

$$\ddot{x} = G \frac{g}{10 \text{ mV}} = G \frac{9.81 \text{ m/s}^2}{10 \text{ mV}}$$

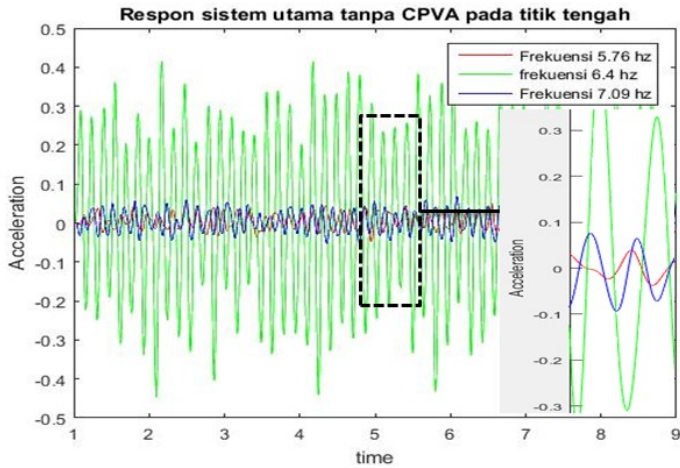
- Untuk nilai G diperoleh dari data angka pada excel dikalikan dengan skala pembacaan pada oscilloscope. Misal data angka yang diperoleh adalah 0.6211 kemudian skala pembacaan pada oscilloscope adalah 10.0 mv maka.

$$\ddot{x} = (0.6211 \times 10.0 \text{ mV}) \frac{9.81 \text{ m/s}^2}{10 \text{ mV}}$$

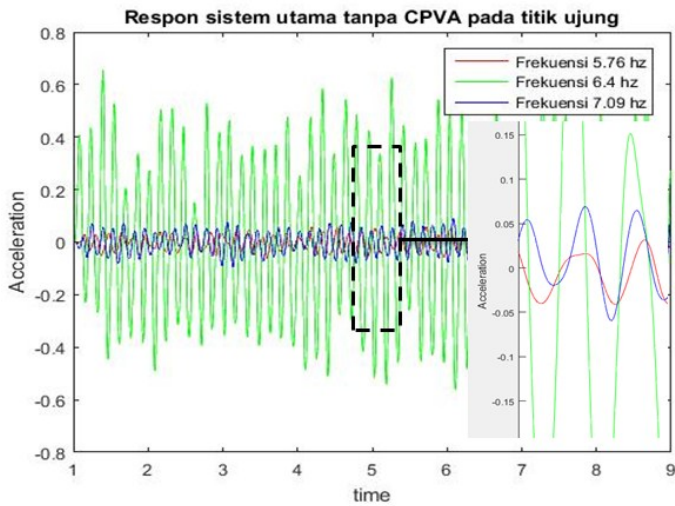
$$\ddot{x} = 6.09 \text{ m/s}^2$$

Dimana untuk tiap chanel pada osciloscop diperoleh sebanyak 2000 data dalam sekali pengujian. Semua data tersebut dikonversi terlebih dahulu kedalam bentuk percepatan dengan satuan  $m/s^2$ . Cara yang sama dilakukan untuk semua data pengujian yang diperoleh dari pembacaan oscilloscope.

Meski data yang ditampilkan pada layar oscilloscope dapat menggambarkan respon getaran dari sistem utama, namun masih banyak dipengaruhi oleh noise sehingga data yang diperoleh kurang baik. Oleh sebab itu perlu dilakukan proses *filterisasi* pada program matlab untuk menghilangkan noise dan memperoleh nilai RMS respon. Berikut adalah gambaran hasil filtering yang telah dilakukan pada program matlab.



(a)



(b)

Gambar 4. 11 Grafik data respon percepatan dengan fariasi frekuensi (a) pada titik tengah (b) pada titik ujung sistem.

Pengujian yang dilakukan menggunakan 2 buah *probe accelerometer* yang mana *probe* pertama diletakkan di tengah massa utama dan *probe* yang kedua diletakkan di ujung massa utama dengan jarak 20 cm antara *probe* 1 dengan *probe* yang ke 2, sehingga diperoleh 2 buah grafik respon percepatan. Grafik respon pada titik tengah menggambarkan respon percepatan kearah translasi dan untuk respon percepatan sudut kearah rotasinya digunakan persamaan berikut [5].

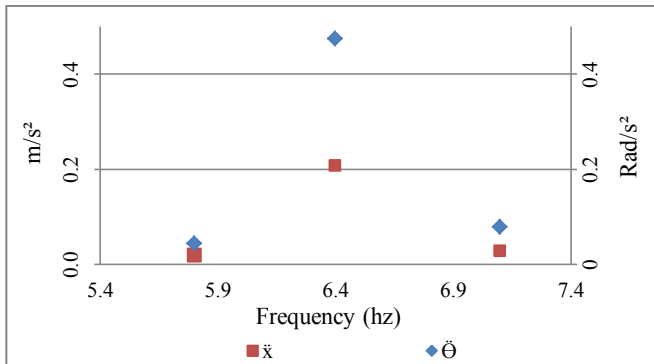
$$\ddot{\theta} = \frac{\ddot{x}}{l}$$

Dimana  $\ddot{x}$  = respon pada titik ujung ( $\ddot{x}_2$ ) – respon pada titik tengah ( $\ddot{x}_1$ )

Maka :

$$\ddot{\theta} = \frac{\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1}{l}$$

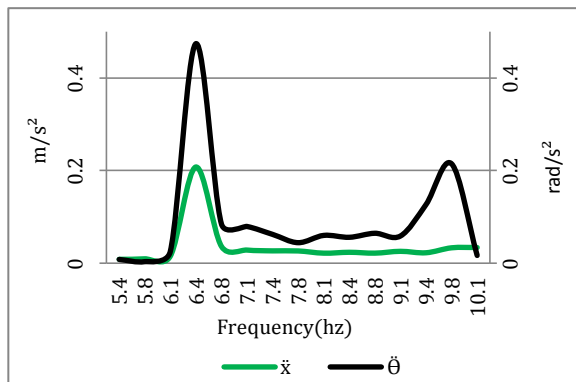
Berdasarkan gambar 4.11 terlihat bahwa respon percepatan terbesar terjadi saat frekuensi eksitasi sebesar 6.4 hz dimana frekuensi tersebut merupakan frekuensi natural pertama dari sistem utama tanpa penambahan CPVA. Dari grafik diatas, diperoleh nilai RMS untuk tiap variasi frekuensi yang dapat digambarkan seperti pada grafik berikut.



Gambar 4. 12 Grafik respon percepatan sistem utama tanpa CPVA

Perubahan frekuensi eksitasi yang dilakukan tidak hanya berpengaruh pada respon percepatan translasi pada sistem utama, namun juga berpengaruh terhadap respon percepatan sudutnya. Tampak bahwa untuk respon percepatan sudut dengan respon percepatan translasi memiliki bentuk grafik yang serupa, dimana respon percepatannya meningkat drastis pada frekuensi 6.4 hz dan turun pada frekuensi 7.09 hz, hal ini menunjukkan bahwa sistem utama adalah sistem yang terkopel.

Berdasarkan hasil perhitungan matematis dari sistem utama tanpa CPVA, diketahui bahwa sistem utama memiliki 2 frekuensi natural yang mana frekuensi natural pertama berada pada frekuensi 6.4 hz dan frekuensi natural yang kedua berada pada frekuensi 11.487 hz. Hasil perhitungan tersebut tidak jauh berbeda dengan hasil pengujian langsung yang dilakukan pada alat simulator getaran yang dibuat. Secara eksperimen hal ini terlihat saat sistem mengalami getaran maksimal pada saat frekuensi eksitasi yang diberikan sama dengan frekuensi natural dari sistem. Gambar 4.13 memperlihatkan grafik respon sistem utama pada banyak variasi frekuensi eksitasi untuk sistem utama tanpa CPVA.



Gambar 4. 13 Grafik respon sistem utama dengan banyak variasi frekuensi eksitasi.



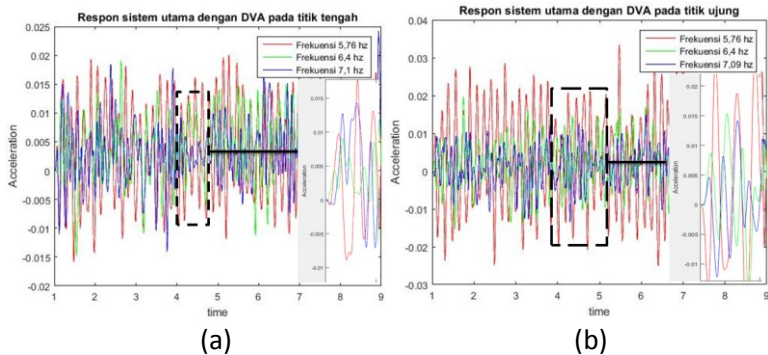
Dari grafik di atas dapat disimpulkan bahwa respon percepatan yang terjadi pada frekuensi 6.4 hz merupakan respon terbesar dibanding dengan respon percepatan yang terjadi pada frekuensi yang lain. Pada frekuensi eksitasi 6.4 hz yang sama dengan frekuensi natural pertama dari sistem simulator getaran tanpa CPVA, respon yang terjadi sebesar  $0.2077 \text{ m/s}^2$  untuk translasi dan  $0.4741 \text{ rad/s}^2$  untuk yang rotasi. Sedangkan pada frekuensi eksitasi 9.76 hz hanya sebesar  $0.0331 \text{ m/s}^2$  untuk translasi dan  $0.2146 \text{ rad/s}^2$  untuk rotasi. Sehingga CPVA yang dirancang dikhususkan untuk meredam getaran yang terjadi pada frekuensi natural pertama.

### 4.3.2 Pengujian Sistem Utama Dengan CPVA

Pengujian dengan CPVA dilakukan dengan cara melakukan pengujian langsung pada alat simulator getaran dengan penambahan sistem CPVA di atasnya. Dalam kondisi ini maka secara keseluruhan terdapat tiga derajat kebebasan, yaitu pada arah translasi dan rotasi dari sistem utama dan arah translasi dari masa absorber. Dengan demikian secara teori jumlah frekuensi natural sistem juga menjadi 3 buah.

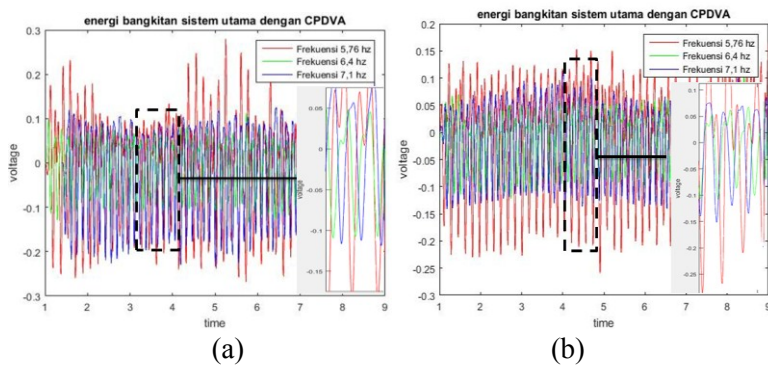
#### 4.3.2.1 Pengujian Pada Jarak $b_1$

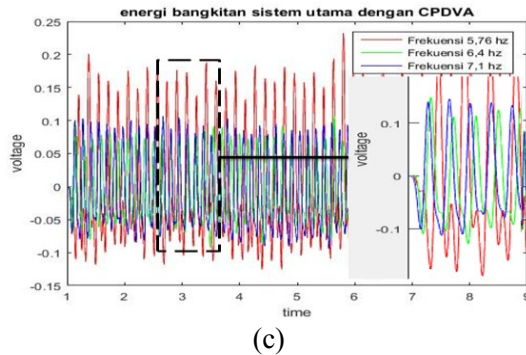
Pengujian yang dilakukan pada jarak  $b_1$  yaitu CPVA diletakkan pas pada titik tengah massa utama sehingga jarak pergeseran dari titik tengah massa utama adalah 0 cm. Adapun variasi yang dilakukan adalah perubahan frekuensi eksitasi dan jumlah piezoelektrik yang digunakan. Variasi frekuensi yang diberikan yaitu  $f_1, f_2$ , dan  $f_3$  dengan nilai berurut sebesar 5.8 hz, 6.4 hz, dan 7.1 hz. Sementara untuk variasi jumlah *piezoelectric* (PZT) yang digunakan sebanyak  $n_1, n_2$ , dan  $n_3$  yang nilainya berurut sebanyak 4 buah, 6 buah, dan 8 buah.



Gambar 4. 14 Respon sistem utama dengan CPVA pada jarak  $b_1$  dengan (a) sebagai respon pada titik tengah dan (b) sebagai respon pada titik ujung sistem

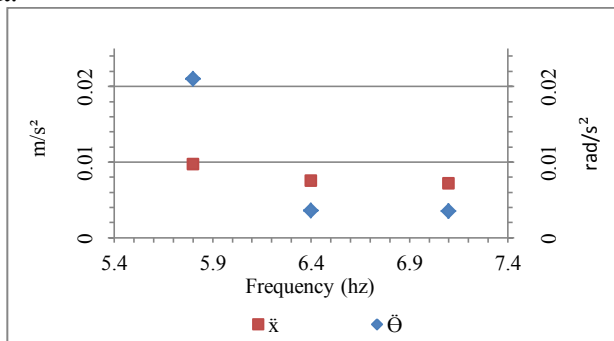
Gambar di atas merupakan grafik respon percepatan pada sistem utama yang telah ditambahkan CPVA pada jarak peletakan  $b_1$ . Garis merah menggambarkan respon sistem pada frekuensi 5.8 hz, garis hijau menggambarkan respon sistem pada frekuensi 6.4 hz, dan garis biru menggambarkan respon sistem pada frekuensi 7.1 hz. Tampak bahwa puncak garis merah lebih tinggi dibanding garis yang lain, hal ini menunjukkan bahwa frekuensi eksitasi yang diberikan mendekati atau berada disekitar frekuensi natural dari sistem.

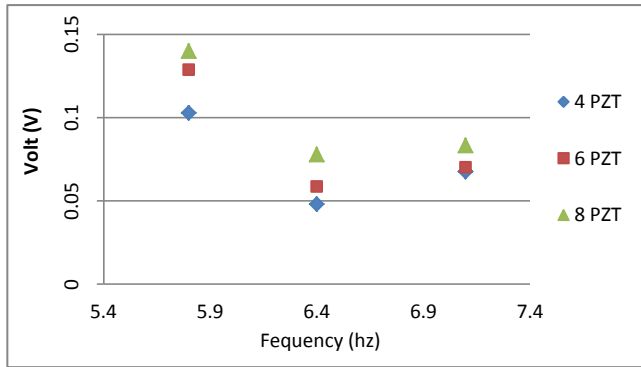




Gambar 4. 15 Energi bangkitan CPVA dalam voltase (a) dengan 4 PZT (b) dengan 6 PZT dan (c) dengan 8 PZT.

Grafik pada gambar 4.15 diatas merupakan grafik energi listrik bangkitan (volt) yang dihasilkan oleh mekanisme CPVA pada jarak peletakan  $b_1$  dengan variasi frekuensi eksitasi dan variasi jumlah PZT yang digunakan. Garis merah menggambarkan voltase listrik yang dihasilkan pada frekuensi 5.8 hz, garis hijau menggambarkan voltase listrik yang dihasilkan pada frekuensi 6.4 hz, dan garis biru menggambarkan voltase listrik yang dihasilkan pada frekuensi 7.1 hz. Dari data grafik di atas, diubah kedalam bentuk RMS agar lebih memudahkan dalam menganalisa hasil pengujian, sehingga diperoleh grafik sebagai berikut.





(b)

Gambar 4. 16 Grafik output RMS (a) respon sistem dan (b) energi bangkitan saat peletakan CPVA pada jarak  $b_1$ .

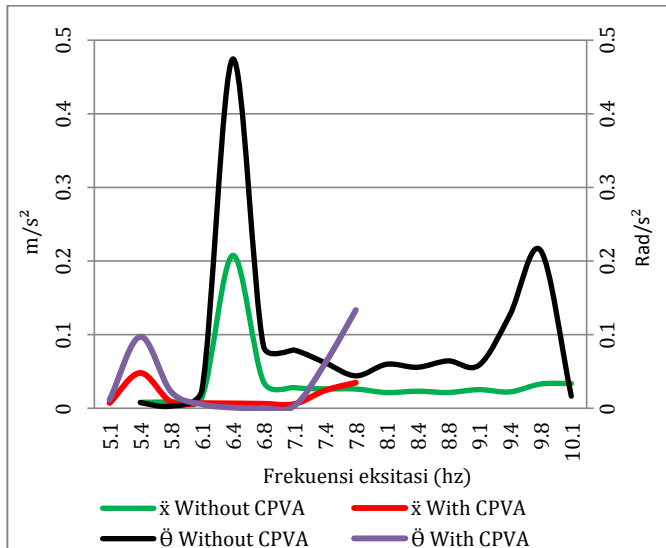
Gambar di atas merupakan grafik hasil pengujian sistem dengan penambahan CPVA pada jarak 0 cm. Gambar 4.16 (a) adalah grafik respon percepatan sistem yang mana titik berwarna merah menggambarkan respon sistem ke arah translasi dan titik berwarna biru menggambarkan respon percepatan sudut sistem ke arah rotasinya. Tampak pada frekuensi natural awal sistem tanpa CPVA yaitu 6.4 hz terjadi penurunan yang signifikan, pada respon rotasinya hanya sebesar  $0.0036 \text{ rad/s}^2$  dan respon translasinya sebesar  $0.0075 \text{ m/s}^2$ .

Namun pada frekuensi 5.8 hz dan frekuensi 7.1 hz respon sistem malah meningkat, pada frekuensi 5.8 hz respon percepatan sudut ke arah rotasi sistem bertambah menjadi  $0.021 \text{ rad/s}^2$  dan pada frekuensi 7.1 hz respon sistem juga bertambah menjadi  $0.0035 \text{ rad/s}^2$ . Hal yang serupa terjadi pada respon sistem ke arah translasinya, hal ini menandakan bahwa frekuensi tersebut mendekati frekuensi natural sistem.

Untuk gambar 4.16 (b) yaitu grafik yang menunjukkan besarnya energi listrik yang dihasilkan oleh mekanisme CPVA

saat dipasang pada sistem utama dengan jarak 0 cm dari titik tengah massa utama. Titik yang berwarna biru menunjukkan besarnya listrik yang dihasilkan saat menggunakan 4 buah PZT, titik merah 6 buah PZT dan yang hijau 8 buah PZT. Jumlah PZT yang digunakan mempengaruhi besarnya energi listrik yang dihasilkan oleh mekanisme CPVA, semakin banyak PZT yang digunakan maka semakin besar pula energi listrik yang dihasilkan

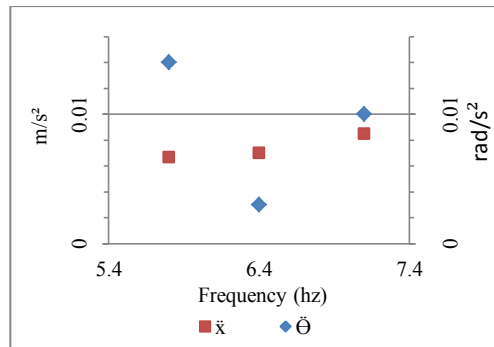
Bukan hanya jumlah PZT yang dapat mempengaruhi besarnya energi listrik yang dihasilkan oleh mekanisme CPVA, dapat terlihat dari variasi frekuensi eksitasi yang diberikan pada sistem. Semakin frekuensi eksitasi mendekati frekuensi natural sistem maka listrik yang dihasilkan juga semakin besar. Untuk mengetahui energi listrik maksimal yang mampu dihasilkan oleh mekanisme CPVA dapat dilihat pada lampiran data hasil pengujian saat frekuensi natural sistem dengan CPVA.



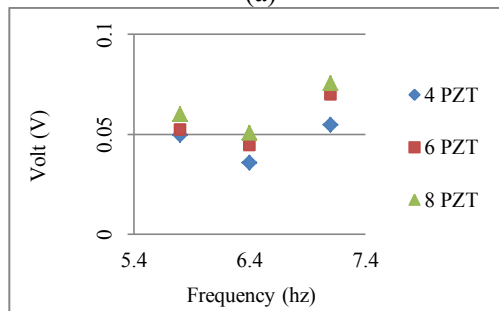
Gambar 4. 17 Grafik respon sistem dengan penambahan CPVA pada jarak  $b_1$

#### 4.3.2.2 Pengujian Pada Jarak $b_2$

Pengujian yang dilakukan pada jarak  $b_2$  yaitu CPVA pada jarak 10 cm dari titik tengah massa utama. Adapun variasi yang dilakukan adalah perubahan frekuensi eksitasi dan jumlah *piezoelektrik* yang digunakan. Variasi frekuensi yang diberikan yaitu  $f_1, f_2$ , dan  $f_3$  dengan nilai berurut sebesar 5.8 hz, 6.4 hz, dan 7.1 hz. Sementara untuk variasi jumlah *piezoelectric* (PZT) yang digunakan sebanyak  $n_1, n_2$ , dan  $n_3$  yang nilainya berurut sebanyak 4 buah, 6 buah, dan 8 buah.



(a)



(b)

Gambar 4. 18 Grafik output RMS (a) respon sistem dan (b) energi bangkitan saat peletakan CPVA pada jarak  $b_2$ .

Gambar di atas merupakan grafik hasil pengujian sistem dengan penambahan CPVA pada jarak 10 cm. Gambar 4.18 (a) adalah grafik respon percepatan sistem yang mana titik berwarna merah menggambarkan respon sistem ke arah translasi dan titik berwarna biru menggambarkan respon percepatan sudut sistem ke arah rotasinya. Tampak bahwa pada frekuensi natural awal sistem tanpa CPVA yaitu 6.4 hz terjadi penurunan yang signifikan pada respon rotasinya hanya sebesar  $0.003 \text{ rad/s}^2$  dan respon translasinya sebesar  $0.007 \text{ m/s}^2$ .

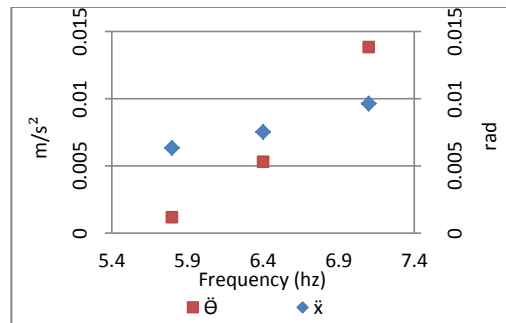
Namun pada frekuensi 5.8 hz dan frekuensi 7.1 hz respon sistem malah meningkat, pada frekuensi 5.8 hz respon percepatan sudut ke arah rotasi sistem bertambah menjadi  $0.014 \text{ rad/s}^2$  dan pada frekuensi 7.1 hz respon sistem juga bertambah menjadi  $0.01 \text{ rad/s}^2$ . Hal yang serupa terjadi pada respon sistem ke arah translasinya, hal ini menandakan bahwa frekuensi tersebut mendekati frekuensi natural sistem.

Untuk gambar 4.18 (b) yaitu grafik yang menunjukkan besarnya energi listrik yang dihasilkan oleh mekanisme CPVA saat dipasang pada sistem utama dengan jarak 10 cm dari titik tengah massa utama. Titik yang berwarna biru menunjukkan besarnya listrik yang dihasilkan saat menggunakan 4 buah PZT, titik merah 6 buah PZT dan yang hijau 8 buah PZT. Jumlah PZT yang digunakan mempengaruhi besarnya energi listrik yang dihasilkan oleh mekanisme CPVA, semakin banyak PZT yang digunakan maka semakin besar pula energi listrik yang dihasilkan.

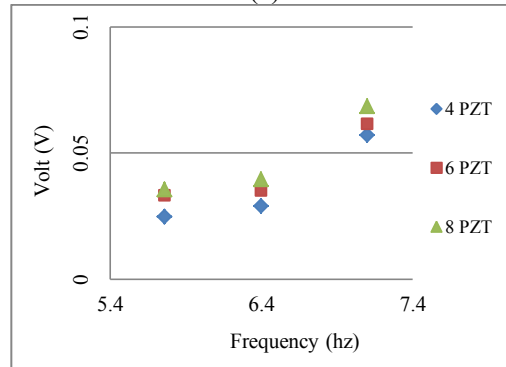
Bukan hanya jumlah PZT yang dapat mempengaruhi besarnya energi listrik yang dihasilkan oleh mekanisme CPVA, dapat terlihat dari variasi frekuensi eksitasi yang diberikan pada sistem. Semakin frekuensi eksitasi mendekati frekuensi natural sistem maka listrik yang dihasilkan juga semakin besar.

#### 4.3.2.2 Pengujian Pada Jarak $b_3$

Pengujian yang dilakukan pada jarak  $b_3$  yaitu CPVA pada jarak 20 cm dari titik tengah massa utama. Adapun variasi yang dilakukan adalah perubahan frekuensi eksitasi dan jumlah piezoelektrik yang digunakan. Variasi frekuensi yang diberikan yaitu  $f_1, f_2$ , dan  $f_3$  dengan nilai berurut sebesar 5.8 hz, 6.4 hz, dan 7.1 hz. Sementara untuk variasi jumlah *piezoelectric* (PZT) yang digunakan sebanyak  $n_1, n_2$ , dan  $n_3$  yang nilainya berurut sebanyak 4 buah, 6 buah, dan 8 buah.



(a)



(b)

Gambar 4. 19 Grafik output RMS (a) respon sistem dan (b) energi bangkitan saat peletakan CPVA pada jarak  $b_3$



Gambar di atas merupakan grafik hasil pengujian sistem dengan penambahan CPVA pada jarak 20 cm. Gambar 4.19 (a) adalah grafik respon percepatan sistem yang mana titik berwarna merah menggambarkan respon sistem ke arah translasi dan titik berwarna biru menggambarkan respon percepatan sudut sistem ke arah rotasinya. Tampak bahwa pada frekuensi natural awal sistem tanpa CPVA yaitu 6.4 hz terjadi penurunan yang signifikan pada respon rotasinya hanya sebesar  $0.0053 \text{ rad/s}^2$  dan respon translasinya sebesar  $0.0075 \text{ m/s}^2$ .

Namun pada frekuensi 7.1 hz respon sistem malah meningkat, bertambah menjadi  $0.0096 \text{ m/s}^2$  untuk percepatan ke arah translasinya dan  $0.0138 \text{ rad/s}^2$  untuk percepatan sudut ke arah rotasinya. Hal ini menandakan bahwa frekuensi tersebut mendekati atau berada di sekitar frekuensi natural sistem.

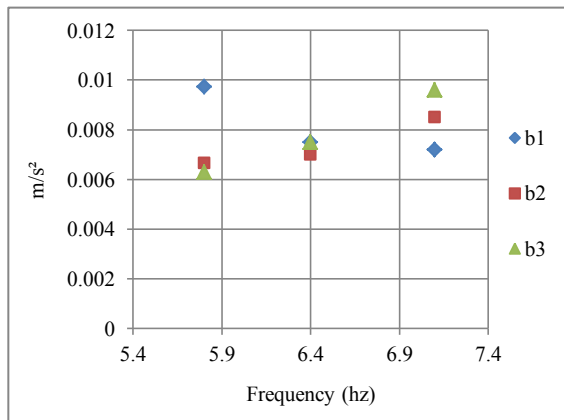
Untuk gambar 4.19 (b) yaitu grafik yang menunjukkan besarnya energi listrik yang dihasilkan oleh mekanisme CPVA saat dipasang pada sistem utama dengan jarak 20 cm dari titik tengah massa utama. Titik yang berwarna biru menunjukkan besarnya listrik yang dihasilkan saat menggunakan 4 buah PZT, titik merah 6 buah PZT dan yang hijau 8 buah PZT.

Jumlah PZT yang digunakan mempengaruhi besarnya energi listrik yang dihasilkan oleh mekanisme CPVA, semakin banyak PZT yang digunakan maka semakin besar pula energi listrik yang dihasilkan. Bukan hanya jumlah PZT yang dapat mempengaruhi besarnya energi listrik yang dihasilkan oleh mekanisme CPVA, dapat terlihat dari variasi frekuensi eksitasi yang diberikan pada sistem. Semakin frekuensi eksitasi mendekati frekuensi natural sistem maka listrik yang dihasilkan juga semakin besar.

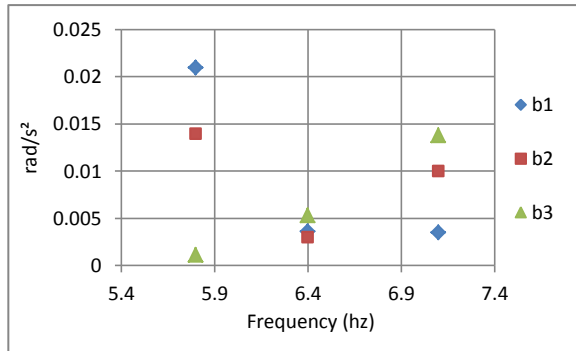
#### 4.4 Analisa Pengaruh Jarak peletakan CPVA Terhadap Respon Translasi dan Rotasi

Pada simulator getaran yang dibuat dengan nilai kekakuan pegas yang berbeda antara pegas suspensi kiri dengan pegas suspensi kanan memiliki 2 DOF yaitu arah translasi dan rotasi. Sehingga untuk meredam getaran pada sistem utama diperlukan adanya momen reaksi yang diberikan oleh mekanisme CPVA saat sistem bergetar ke arah rotasi. Dengan memberikan jarak peletakan CPVA sejauh  $b$  dari titik tengah massa utama, maka respon getaran ke arah rotasi dapat diredam.

Berdasarkan pembahasan di sub bab sebelumnya yaitu pengujian sistem utama dengan CPVA yang diletakkan pada variasi jarak sejauh  $b_1$ ,  $b_2$ , dan  $b_3$ , diperoleh pengaruh perubahan jarak peletakan CPVA dari titik tengah massa utama terhadap respon translasi dan rotasi pada sistem utama. Berikut merupakan grafik yang menggambarkan pengaruh variasi jarak peletakan CPVA terhadap respon yang terjadi pada sistem utama. Grafik dibedakan antara respon arah translasi dan respon arah rotasi, sehingga dapat diketahui jarak peletakan CPVA yang mana dapat meredam getaran lebih maksimal.



(a)



(b)

Gambar 4. 20 Respon sistem utama ( a) arah translasi (b) arah rotasi dengan penambahan CPVA pada variasi jarak peletakan.

Grafik di atas merupakan gambaran dari respon sistem saat dilakukan variasi jarak peletakan CPVA, gambar 4.20 (a) menggambarkan respon arah translasi dan (b) menggambarkan respon arah rotasinya. Tampak bahwa jarak peletakan CPVA mempengaruhi frekuensi natural sistem, hal ini dapat dilihat dari posisi lembah yang semakin bergeser ke kiri saat CPVA dipasang menjauhi titik tengah dari massa utama.

Dengan membandingkan ketiga posisi peletakan CPVA terhadap respon getaran yang mampu diredam pada frekuensi eksitasi sama dengan frekuensi natural awal sistem yaitu 6.4 Hz, maka jarak peletakan CPVA sejauh  $b_2$  adalah jarak yang paling efektif. Dapat dilihat dari posisi garis yang mewakili tiap variasi posisi peletakan CPVA dimana titik yang berwarna merah (jarak  $b_2$ ) memiliki respon yang paling rendah baik untuk respon translasi maupun respon rotasinya. Hal ini diakibatkan karena pengaruh dari posisi lembah yang terbentuk tepat berada pada frekuensi natural awal sistem tanpa CPVA yaitu 6.4 Hz.

## 4.5 Analisa Redaman

Berdasarkan data yang diperoleh dari hasil pengujian secara langsung pada alat simulator getaran tanpa CPVA dan data pengujian dengan penambahan CPVA, dibuat analisa redaman untuk mengetahui seberapa besar getaran yang mampu diredam oleh mekanisme CPVA. Besarnya redaman dinyatakan dalam satuan persen (%) dengan cara membandingkan respon sistem saat dioperasikan tanpa CPVA dengan respon sistem saat dioperasikan dengan penambahan CPVA.

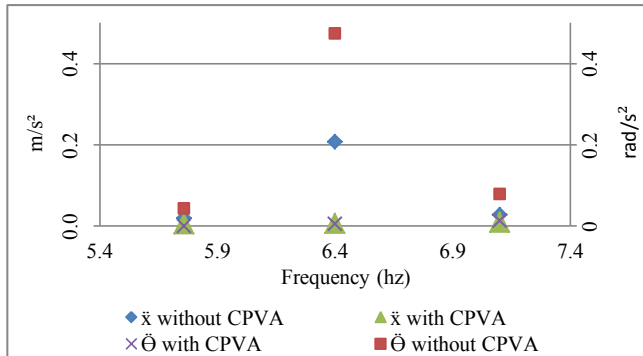
### 4.5.1 Saat CPVA Dipasang Pada Jarak $b_1$

Data RMS yang diperoleh dari hasil pengujian secara langsung pada alat simulator getaran yang dioperasikan saat tanpa CPVA dibandingkan dengan data RMS yang diperoleh dari hasil pengujian saat sistem dioperasikan dengan penambahan CPVA pada posisi jarak  $b_1$  yaitu 0 cm dari titik tengah massa utama. Dengan menggunakan persamaan berikut diperoleh nilai redaman dalam bentuk persen.

$$\text{Redaman} = \left( \frac{\text{respon sistem tanpa CPVA} - \text{respon sistem dengan CPVA}}{\text{respon sistem tanpa CPVA}} \right) \times 100\%$$

Tabel 4. 8 Redaman CPVA pada jarak  $b_1$

No	Frekuensi	respon tanpa CPVA		respon dengan CPVA		reduksi (%)	
		translasi ( $\ddot{x}$ )	rotasi ( $\ddot{\theta}$ )	translasi ( $\ddot{x}$ )	rotasi ( $\ddot{\theta}$ )	translasi ( $\ddot{x}$ )	rotasi ( $\ddot{\theta}$ )
1	5.8 hz	0.0198	0.0439	0.00973	0.021	50.86	52.16
2	6.4 hz	0.2077	0.4741	0.0075	0.0036	96.39	99.24
3	7.1 hz	0.0282	0.0792	0.0072	0.0035	74.47	95.58



Gambar 4. 21 Grafik redaman CPVA pada jarak  $b_1$  .

Grafik diatas menggambarkan redaman yang terjadi pada sistem utama saat ditambahkan CPVA pada jarak  $b_1$  yang mana titik biru menggambarkan respon sistem arah translasi saat tanpa CPVA dan titik merah menggambarkan respon sistem arah rotasi saat tanpa CPVA. Kemudian respon sistem saat dioperasikan dengan penambahan CPVA digambarkan oleh titik warna hijau untuk respon arah translasi dan yang ungu adalah respon sistem arah rotasi.

Tampak jelas bahwa saat sistem dioperasikan dengan penambahan CPVA, respon sistem mengalami penurunan terlebih pada frekuensi eksitasi yang sama dengan frekuensi natural awal sistem yaitu 6.4 Hz. Saat sistem tanpa CPVA respon yang terjadi mencapai 0.2077 m/s<sup>2</sup> untuk arah translasi dan 0.4741 rad/s<sup>2</sup> untuk arah rotasi namun saat sistem diberi CPVA, responnya hanya berkisar 0.0075 m/s<sup>2</sup> untuk arah translasi dan 0.0036 rad/s<sup>2</sup> untuk arah rotasi.

Jika dibandingkan redaman yang terjadi ketiga frekuensi eksitasi yang diberikan pada sistem utama, maka frekuensi eksitasi 6.4 Hz lah yang memberikan efek redaman yang paling besar yaitu 96.39 % untuk respon arah translasi dan 99.24 % untuk respon arah rotasi. Hal ini menandakan bahwa sistem

CPVA berhasil meredam pada frekuensi natural awal sistem tanpa CPVA.

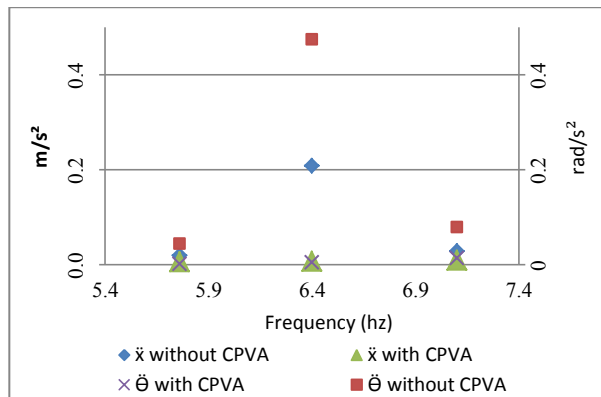
#### 4.5.2 Saat CPVA Dipasang Pada Jarak $b_2$

Data RMS yang diperoleh dari hasil pengujian secara langsung pada alat simulator getaran yang dioperasikan saat tanpa CPVA dibandingkan dengan data RMS yang diperoleh dari hasil pengujian saat sistem dioperasikan dengan penambahan CPVA pada posisi jarak  $b_2$  yaitu 0.1 cm dari titik tengah massa utama. Dengan menggunakan persamaan berikut diperoleh nilai redaman dalam bentuk persen.

$$\text{Redaman} = \left( \frac{\text{respon sistem tanpa CPVA} - \text{respon sistem dengan CPVA}}{\text{respon sistem tanpa CPVA}} \right) \times 100\%$$

Tabel 4. 9 Redaman CPVA pada jarak  $b_2$

No	Frekuensi	respon tanpa CPVA		respon dengan CPVA		reduksi (%)	
		translasi ( $\ddot{x}$ )	rotasi ( $\ddot{\theta}$ )	translasi ( $\ddot{x}$ )	rotasi ( $\ddot{\theta}$ )	translasi ( $\ddot{x}$ )	rotasi ( $\ddot{\theta}$ )
1	5.8 hz	0.0198	0.0439	0.00667	0.014	66.31	69.11
2	6.4 hz	0.2077	0.4741	0.007	0.003	96.63	99.37
3	7.1 hz	0.0282	0.0792	0.0085	0.008	69.86	89.90



Gambar 4. 22 Grafik redaman CPVA pada jarak  $b_2$

Grafik diatas menggambarkan redaman yang terjadi pada sistem utama saat ditambahkan CPVA pada jarak  $b_2$  yang mana titik biru menggambarkan respon sistem arah translasi saat tanpa CPVA dan titik merah menggambarkan respon sistem arah rotasi saat tanpa CPVA. Kemudian respon sistem saat dioperasikan dengan penambahan CPVA digambarkan oleh titik warna hijau untuk respon arah translasi dan yang ungu adalah respon sistem arah rotasi.

Tampak jelas bahwa saat sistem dioperasikan dengan penambahan CPVA, respon sistem mengalami penurunan terlebih pada frekuensi eksitasi yang sama dengan frekuensi natural awal sistem yaitu 6.4 hz. Saat sistem tanpa CPVA respon yang terjadi mencapai  $0.2077 \text{ m/s}^2$  untuk arah translasi dan  $0.4741 \text{ m/s}^2$  untuk arah rotasi namun saat sistem diberi CPVA, responnya hanya berkisar  $0.007 \text{ m/s}^2$  untuk arah translasi dan  $0.003 \text{ m/s}^2$  untuk arah rotasi.

Jika dibandingkan redaman yang terjadi ketiga frekuensi eksitasi yang diberikan pada sistem utama, maka frekuensi eksitasi 6.4 hz lah yang memberikan efek redaman yang paling besar yaitu 96.63 % untuk respon arah translasi dan 99.73 % untuk respon arah rotasi. Hal ini menandakan bahwa sistem CPVA berhasil meredam pada frekuensi natural awal sistem tanpa CPVA.

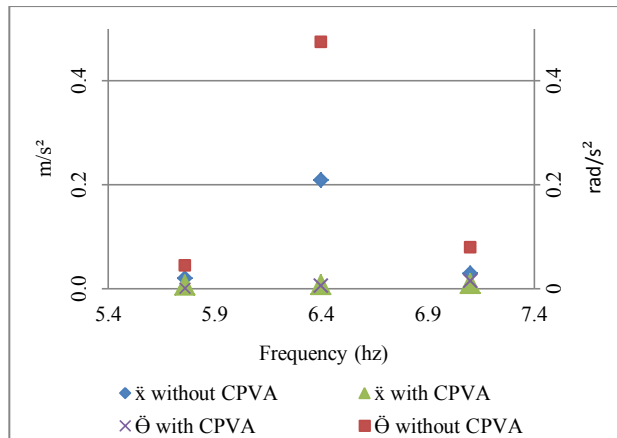
#### **4.5.3 Saat CPVA Dipasang Pada Jarak $b_3$**

Data RMS yang diperoleh dari hasil pengujian secara langsung pada alat simulator getaran yang dioperasikan saat tanpa CPVA dibandingkan dengan data RMS yang diperoleh dari hasil pengujian saat sistem dioperasikan dengan penambahan CPVA pada posisi jarak  $b_3$  yaitu 0.2 cm dari titik tengah massa utama. Dengan menggunakan persamaan berikut diperoleh nilai redaman dalam bentuk persen.

$$\text{Redaman} = \left( \frac{\text{respon sistem tanpa CPVA} - \text{respon sistem dengan CPVA}}{\text{respon sistem tanpa CPVA}} \right) \times 100\%$$

Tabel 4. 10 Redaman CPVA pada jarak  $b_3$ 

No	Frekuensi	respon tanpa CPVA		respon dengan CPVA		reduksi (%)	
		translasi ( $\ddot{x}$ )	rotasi ( $\ddot{\theta}$ )	translasi ( $\ddot{x}$ )	rotasi ( $\ddot{\theta}$ )	translasi ( $\ddot{x}$ )	rotasi ( $\ddot{\theta}$ )
1	5.8 hz	0.0198	0.0439	0.0063	0.00115	68.18	97.38
2	6.4 hz	0.2077	0.4741	0.0075	0.0053	96.39	98.88
3	7.1 hz	0.0282	0.0792	0.0096	0.0138	65.96	82.58

Gambar 4. 23 Grafik redaman CPVA pada jarak  $b_3$ .

Grafik diatas menggambarkan redaman yang terjadi pada sistem utama saat ditambahkan CPVA pada jarak  $b_3$  yang mana titik biru menggambarkan respon sistem arah translasi saat tanpa CPVA dan titik merah menggambarkan respon sistem arah rotasi saat tanpa CPVA. Kemudian respon sistem saat dioperasikan dengan penambahan CPVA digambarkan oleh titik warna hijau untuk respon arah translasi dan yang ungu adalah respon sistem arah rotasi.

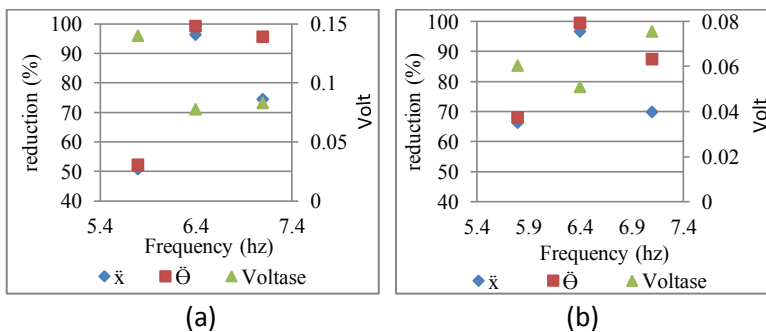


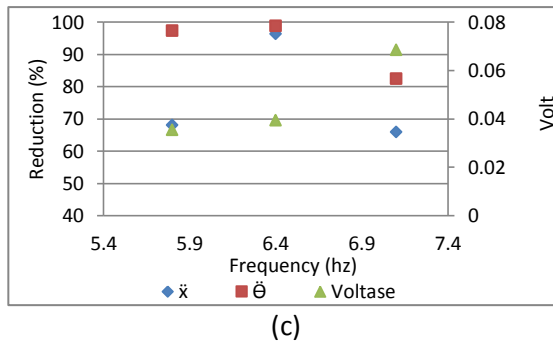
Tampak jelas bahwa saat sistem dioperasikan dengan penambahan CPVA, respon sistem mengalami penurunan terlebih pada frekuensi eksitasi yang sama dengan frekuensi natural awal sistem yaitu 6.4 hz. Saat sistem tanpa CPVA respon yang terjadi mencapai  $0.2077 \text{ m/s}^2$  untuk arah translasi dan  $0.4741 \text{ m/s}^2$  untuk arah rotasi namun saat sistem diberi CPVA, responnya hanya berkisar  $0.0075 \text{ m/s}^2$  untuk arah translasi dan  $0.0053 \text{ m/s}^2$  untuk arah rotasi.

Jika dibandingkan redaman yang terjadi ketiga frekuensi eksitasi yang diberikan pada sistem utama, maka frekuensi eksitasi 6.4 hz lah yang memberikan efek redaman yang paling besar yaitu 96.39 % untuk respon arah translasi dan 98.88 % untuk respon arah rotasi. Hal ini menandakan bahwa sistem CPVA berhasil meredam pada frekuensi natural awal sistem tanpa CPVA.

#### 4.6 Analisa Hubungan Redaman dengan Voltase Bangkitan

Dari hasil pengujian yang telah dilakukan, diperoleh hubungan antara data redaman yang terjadi pada sistem utama dengan besarnya voltase energi listrik yang dihasilkan oleh mekanisme CPVA, dimana hubungan tersebut digambarkan pada grafik berikut.





Gambar 4. 24 Grafik hubungan reduksi dengan voltase bangkitan (a) pada jarak  $b_1$  (b) pada jarak  $b_2$  (c) pada jarak  $b_3$ .

Grafik di atas menggambarkan hubungan antara redaman yang terjadi pada sistem utama dengan besarnya voltase listrik yang dihasilkan oleh mekanisme CPVA. Titik berwarna biru menggambarkan redaman yang terjadi pada arah translasi, Titik merah untuk redaman arah rotasi dan Titik hijau menggambarkan besarnya voltase listrik yang dihasilkan oleh mekanisme CPVA pada tiap variasi frekuensi eksitasi.

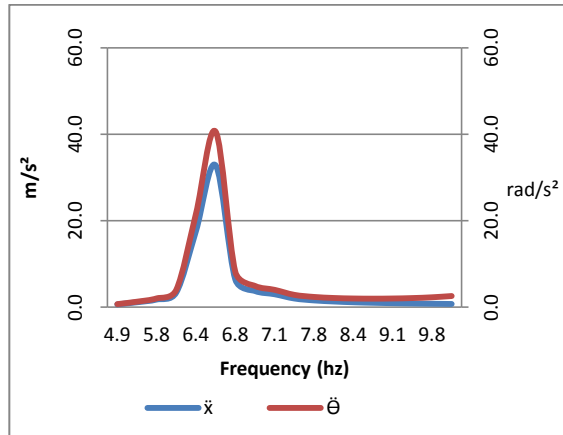
Secara keseluruhan dari ketiga grafik yang diperoleh untuk tiap variasi jarak peletakan CPVA memiliki tren yang sama, dimana saat terjadi kenaikan nilai reduksi tampak bahwa voltase listrik yang dihasilkan oleh mekanisme CPVA malah semakin menurun. Begitu juga sebaliknya, saat terjadi penurunan nilai redaman tampak bahwa voltase listrik yang dihasilkan oleh mekanisme CPVA semakin meningkat. Dapat disimpulkan bahwa hubungan antara reduksi dengan voltase bangkitan yaitu berbanding terbalik.

## 4.7 Analisa Hail Simulasi

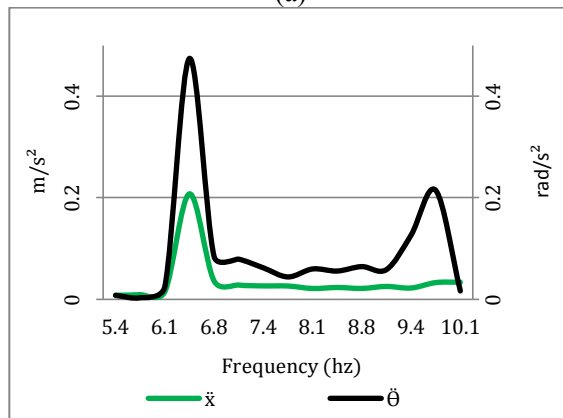
### 4.7.1 Analisa Simulasi Tanpa CPVA

Simulasi tanpa CPVA dilakukan dengan cara mensimulasikan persamaan matematis yang dibangun ketika masa CPVA ditiadakan. Dalam kondisi ini maka sistem hanya memiliki

dua derajat kebebasan saja, yaitu pada arah translasi dan rotasi. Gambar 4.24 berikut ini memperlihatkan respon getaran percepatan arah translasi dan percepatan arah rotasi untuk beberapa perubahan frekuensi eksitasi yang diberikan kepada sistem.



(a)



(b)

Gambar 4. 25 Grafik perbandingan respon sistem utama tanpa CPVA (a) dengan simulng dan (b) denagn eksperiment

Gambar 4.25 (a) diatas merupakan grafik respon sistem utama tanpa CPVA yang diperoleh dari hasil simuling dengan memasukkan nilai parameter-parameter yang diperoleh dari hasil eksperimen. Garis yang berwarna biru merupakan gambaran respon percepatan sistem arah translasi dan garis berwarna merah menggambarkan respon percepatan sudut sistem arah rotasi. Jika dibandingkan dengan data hasil eksperimen pada gambar 4.25 (b), terdapat kemiripan antara data yang diperoleh secara eksperimen dengan data yang diperoleh secara simulasi.

Lonjakan respon getaran tertinggi terjadi saat sistem diberi frekuensi eksitasi berkisar 6.43 hz dan jika dibandingkan antara respon sistem arah rotasi dengan respon sistem arah translasi maka respon sistem arah rotasi lebih besar. Hal ini tampak dari grafik yang diperoleh dari hasil eksperimen maupun grafik dari hasil simulasi bahwa garis untuk respon sistem arah rotasi selalu berada diatas dari garis respon sistem arah translasi.

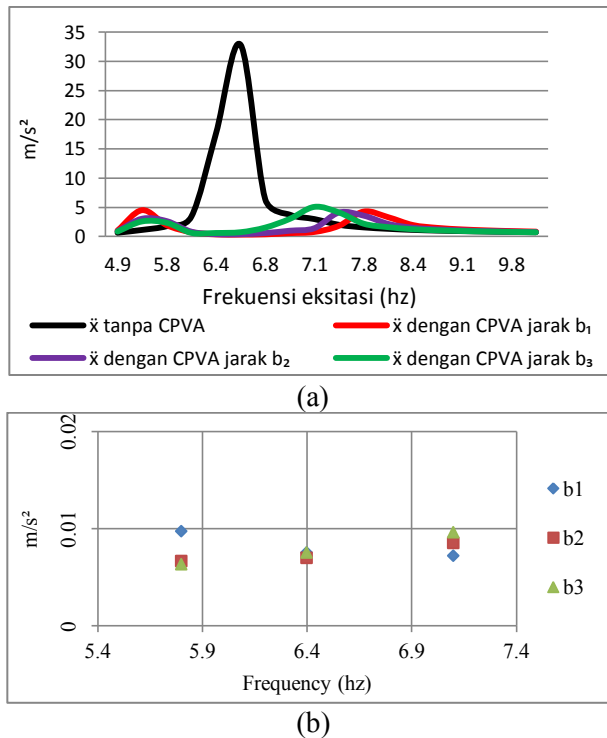
Namun untuk data respon yang diperoleh dari hasil simulasi jauh lebih besar dibanding data yang diperoleh secara eksperimen. Hal ini diakibatkan karena data yang diperoleh secara simulasi adalah data ideal tanpa adanya faktor-faktor yang dapat mempengaruhi dalam memperoleh data, sementara data hasil eksperimen adalah data yang diperoleh dari pengujian secara langsung pada alat yang telah dibuat dengan banyak faktor-faktor yang dapat mempengaruhi kesempurnaan hasil pengujian mulai dari faktor peralatan dan alat ukur yang digunakan, faktor lingkungan dan faktor manusianya sendiri.

#### **4.7.2 Analisa Simulasi dengan CPVA**

Simulasi dengan CPVA dilakukan dengan cara mensimulasikan persamaan matematis yang dibangun ketika masa CPVA diberikan pada sistem utama. Dalam kondisi ini maka secara keseluruhan terdapat tiga derajat kebebasan, yaitu pada arah translasi dan rotasi dari sistem utama dan arah translasi dari

masa absorber. Dengan demikian secara teori jumlah frekuensi natural sistem juga menjadi 3 buah.

Dalam simulasi ini dilakukan beberapa variasi perubahan pada sistem utama, yaitu perubahan frekuensi eksitasi, perubahan jarak peletakan CPVA dari titik tengah massa utama dan perubahan jumlah PZT yang digunakan. Setiap perubahan frekuensi eksitasi, jarak peletakan CPVA dari titik tengah assa utama dan jumlah PZT yang digunakan ternyata memberikan efek yang berbeda-beda. Gambar berikut memeprihkan grafik respon sitem dengan penambahan CPVA.

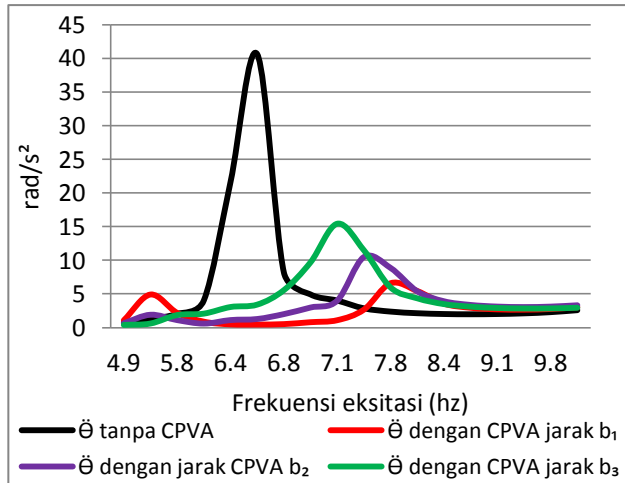


Gambar 4. 26 Grafik perbandingan respon sistem dengan CPVA arah translasi (a) pada simulasi dan (b) pada eksperimen

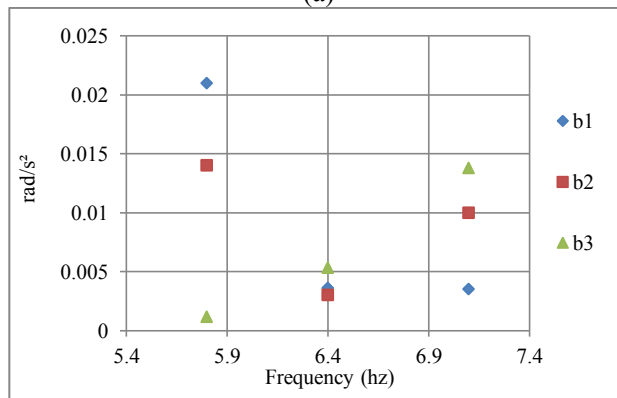
Gambar 4.26 (a) diatas merupakan grafik respon sistem utama dengan CPVA yang diperoleh dari hasil simuling dengan memasukkan nilai parameter-parameter yang diperoleh dari hasil eksperimen. Garis yang berwarna hitam merupakan gambaran respon percepatan sistem arah translasi tanpa CPVA, garis merah untuk respon sistem arah translasi pada jarak peletakan CPVA sejauh  $b_1$ , garis ungu untuk jarak  $b_2$  dan garis hijau untuk jarak  $b_3$ . Jika dibandingkan dengan data hasil eksperimen pada gambar 4.26 (b), terdapat kemiripan antara data yang diperoleh secara eksperimen dengan data yang diperoleh secara simulasi.

Tampak bahwa saat penambahan CPVA pada sistem utama mengakibatkan bertambahnya jumlah frekuensi natural pada sistem tersebut, namun untuk frekuensi eksitasi 6.43 hz yang awalnya mengakibatkan getaran berlebih pada sistem tanpa CPVA malah mengalami penurunan drastis. Hal ini menandakan bahwa sistem CPVA yang dipasang pada sistem utama berhasil meredam getaran berlebih pada frekuensi natural awal sistem.

Dari grafik tersebut juga dapat diketahui pengaruh variasi peletakan CPVA sejauh  $b_1$ ,  $b_2$ . Dan  $b_3$  mengakibatkan perubahan pada frekuensi natural sistem. Hal ini tampak dari puncak respon sistem antara ketiga variasi tersebut terjadi pada frekuensi eksitasi yang berbeda. Semakin jauh jarak peletakan CPVA dari titik tengah massa utama mengakibatkan frekuensi natural sistem bergeser ke arah kiri. Kondisi ini juga terjadi pada grafik hasil pengujian secara eksperimen, sehingga dapat dikatakan bahwa data hasil eksperimen dengan data hasil simulasi memiliki trend garis yang mirip meski nilai yang diperoleh dari simulasi jauh diatas nilai yang diperoleh dari eksperimen.



(a)



(b)

Gambar 4. 27 Grafik perbandingan respon sistem dengan CPVA arah rotasi (a) pada simulasi dan (b) pada eksperimen

Gambar 4.27 (a) diatas merupakan grafik respon sistem utama dengan CPVA yang diperoleh dari hasil simuling dengan memasukkan nilai parameter-parameter yang diperoleh dari hasil eksperimen. Garis yang berwarna hitam merupakan gambaran

respon percepatan sistem arah rotasi tanpa CPVA, garis merah untuk respon sistem arah rotasi pada jarak peletakan CPVA sejauh  $b_1$ , garis ungu untuk jarak  $b_2$  dan garis hijau untuk jarak  $b_3$ . Jika dibandingkan dengan data hasil eksperimen pada gambar 4.27 (b), terdapat kemiripan antara data yang diperoleh secara eksperimen dengan data yang diperoleh secara simulasi.

Tampak adanya kemiripan antara grafik respon sistem arah translasi dengan respon sistem arah rotasi, yang membedakan adalah besarnya nilai respon yang terjadi pada sistem. Untuk respon arah rotasi memiliki nilai yang lebih besar dibanding respon sistem arah translasi, namun untuk pengaruh jarak peletakan CPVA dari titik tengah massa utama sama-sama mengakibatkan frekuensi natural sistem berubah. Semakin jauh jarak peletakan CPVA dari titik tengah massa utama mengakibatkan frekuensi natural sistem semakin bergeser ke arah kiri.



## BAB V

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1 Kesimpulan

Dari hasil penelitian yang telah dilakukan didapatkan kesimpulan sebagai berikut :

1. Telah dirancang dan dibuat alat simulator getaran dengan dimensi 50 cm x 50 cm x 96 cm yang memiliki massa 7 kg. Getaran pada sistem ini terjadi pada 2 arah yaitu translasi dan rotasi karena pegas yang digunakan berbeda kekakuannya, dimana  $k_1 = 4700 \text{ N/m}$  dan  $k_2 = 7200 \text{ N/m}$  dengan nilai damping sistem ( $c$ ) = 18.87 N.s/m. Sumber penggerak menggunakan motor DC 24 volt yang dilengkapi dengan power supply sehingga frekuensi kerja sistem dapat dibedakan.
2. Telah dirancang dan dibuat alat *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber* ( CPVA) yang memiliki dimensi 13 cm x 10 cm x 22 cm. Sistem ini dapat mereduksi getaran dan dapat menghasilkan energi listrik. Redaman terjadi karena adanya massa absorber ( $m_2$ ) sebesar 0.875 kg, pegas absorber ( $k_3$ ) sebesar 1428 N/m dan damping sebesar 1.21 N.s/m yang dipasang pada sistem utama dan listrik diperoleh dari PZT yang terdefleksi saat massa absorber bergetar.
3. Frekuensi kerja yang semakin mendekati atau berada pada frekuensi natural sistem mengakibatkan getaran yang terjadi pada sistem utama, massa absorber, dan *piezoelektrik* bertambah besar. Hal ini menyebabkan voltase listrik yang dihasilkan dari CPVA semakin besar. Namun untuk reduksi getaran yang dihasilkan CPVA semakin menurun. Sebaliknya jika frekuensi kerja menjauhi frekuensi natural sistem maka voltase listrik yang dihasilkan menurun dan reduksi getaran semakin besar.
4. Semakin jauh peletakan CPVA dari titik tengah massa utama, mengakibatkan frekuensi natural sistem semakin

bergeser ke riki. Saat CPVA diletakkan pada jarak 10 cm ( $b_2$ ) adalah posisi peletakan yang menghasilkan redaman terbesar yaitu 96,63% untuk translasi dan 99,37% untuk rotasi. Hal ini diakibatkan karena lembah yang terbentuk antara dua frekuensi natural sistem dengan CPVA berada tepat pada frekuensi natural awal sistem tanpa CPVA.

5. Dengan memvariasikan jumlah *piezoelectric* yaitu  $n_1 = 4 \text{ PZT}$ ,  $n_2 = 6 \text{ PZT}$ , dan  $n_3 = 8 \text{ PZT}$  yang digunakan pada CPVA mempengaruhi besarnya energi listrik yang dihasilkan. Semakin banyak jumlah PZT yang digunakan maka listrik yang dihasilkan juga semakin besar yaitu 0.03 V dengan  $n_1$ , 0.04 V dengan  $n_2$  dan 0.05 V dengan  $n_3$ .

## 5.2 Saran

Dari penelitian yang telah dilakukan diperoleh saran sebagai berikut :

1. Sebelum melakukan pengambilan data pastikan terlebih dahulu kondisi baut-baut pengikat pada alat uji terpasang dengan baik. Jika baut-baut pengikat longgar, maka sistem mengalami getaran berlebih dan data yang diperoleh kurang sesuai.
2. Uji kesamaan antara probe *accelerometer* yang satu dengan yang lain sebelum melakukan pengambilan data. Pengujian dapat dilakukan dengan memberikan respon getaran yang sama pada posisi peletakan probe yang sama lalu menyamakan hasil keluaran probe. Jika antara probe satu dengan yang lain berbeda, maka data yang diperoleh tidak sesuai.
3. Disarankan untuk tidak menggunakan metode cantilever *piezoelectric* sebagai pengonversi energi yang disusun seri dengan DVA. Dikarenakan energi listrik yang dihasilkan berbanding terbalik dengan besarnya redaman yang terjadi.

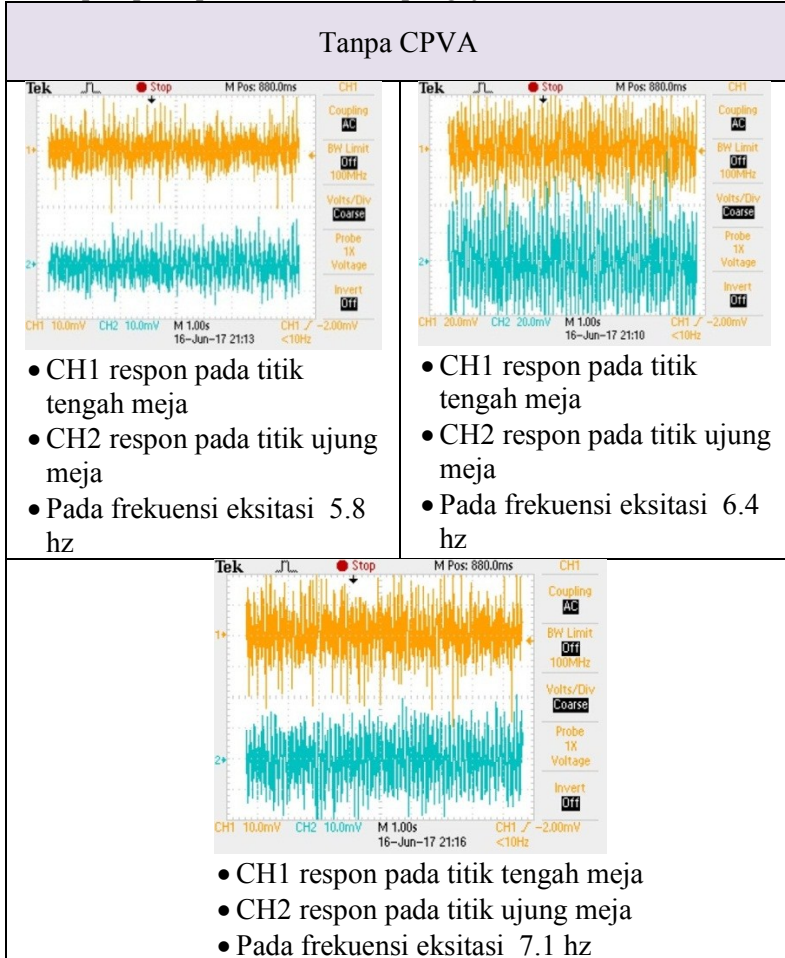
## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Pachpute, A.Z., and Bawa, P.B. 2016. **Optimum Design of Damped Dynamic Vibration Absorber**. Imperial Journal of Interdisciplinary research (IJIR).
- [2] Fitri, Y., dan Susatio, Y. 2013. **Simulasi Peredam Getaran Mesin Rotasi Menggunakan Dynamic Vibration Absorber (DVA)**. Jurnal Teknik POMITS.
- [3] Machfuroh, T. 2016. **Studi Pengaruh Penambahan *Dual Dynamic Vibration Absorber (DDVA)*-Dependent Terhadap Respon Getaran Translasi Dan Rotasi Pada Sistem Utama 2-DOF**. Seminar Nasional Inovasi dan Aplikasi Teknologi di Industri (SENIATI).
- [4] Kim, D.G., Yun, S.N., Ham, Y.B., and Park, J.H. 2010. **Energy Harvesting Strategy Using Piezoelectric Element Driven by Vibration Method**. Wireless Sensor Network.
- [5] Rao, D., Singiresu. 2004. **Mechanical Vibration**. Singapore: Prentice Hall PTR.
- [6] Firdaus, Zulfan Wildan. 2015. **Pemodelan dan Analisa Energi Listrik Yang Dihasilkan Mekanisme *Ocean Wave Energy Harvester* Tipe Pelampung Bola Menggunakan Metode *Cantilever Piezoelectric***. Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- [7] Macmilan. 1975. **Machine Design**. New York: Prentice Hall.

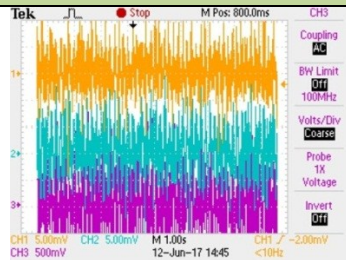
***“Halaman ini sengaja dikosongkan”***

## LAMPIRAN

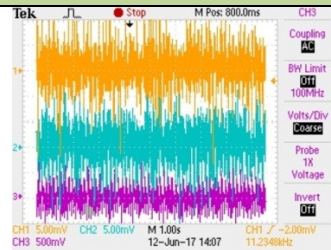
### 1. Respon percepatan sistem saat pengujian



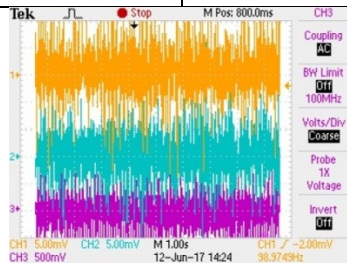
## Dengan CPVA pada posisi $b_1$ .



- CH1 respon pada titik tengah meja
- CH2 respon pada titik ujung meja
- CH3 Voltase listrik bangkitan
- Jumlah PZT 8 buah
- Frekuensi eksitasi 5.8 hz

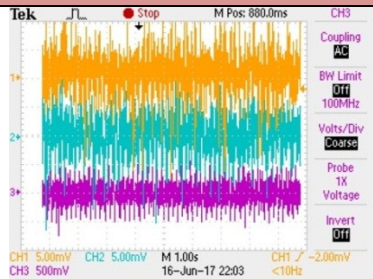


- CH1 respon pada titik tengah meja
- CH2 respon pada titik ujung meja
- CH3 Voltase listrik bangkitan
- Jumlah PZT 8 buah
- Pada frekuensi eksitasi 6.4 hz

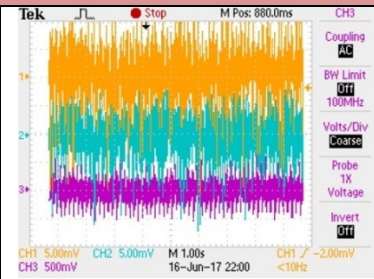


- CH1 respon pada titik tengah meja
- CH2 respon pada titik ujung meja
- CH3 Voltase listrik bangkitan
- Jumlah PZT 8 buah
- Pada frekuensi eksitasi 7.1 hz

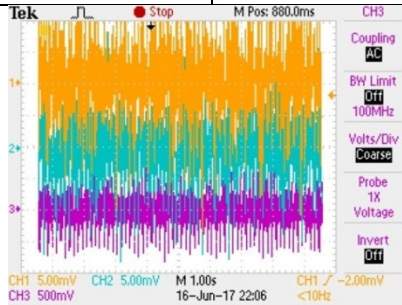
## Dengan CPVA pada posisi $b_2$ .



- CH1 respon pada titik tengah meja
- CH2 respon pada titik ujung meja
- CH3 Voltase listrik bangkitan
- Jumlah PZT 8 buah
- Pada frekuensi eksitasi 5.8 hz

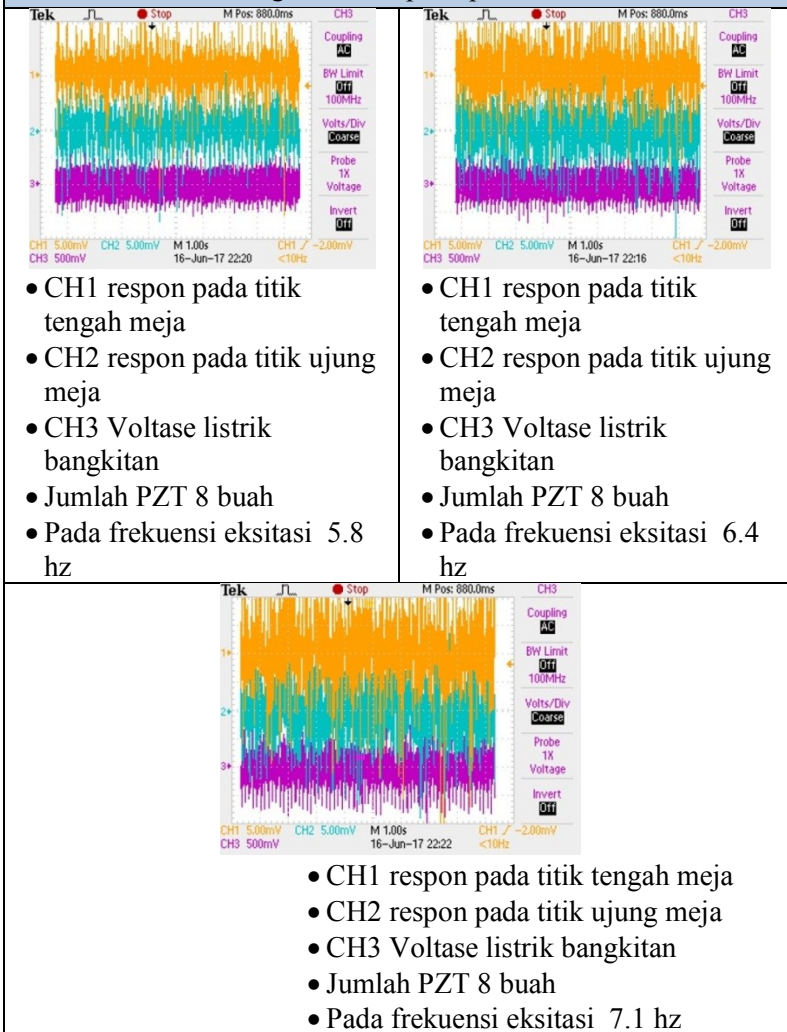


- CH1 respon pada titik tengah meja
- CH2 respon pada titik ujung meja
- CH3 Voltase listrik bangkitan
- Jumlah PZT 8 buah
- Pada frekuensi eksitasi 6.4 hz



- CH1 respon pada titik tengah meja
- CH2 respon pada titik ujung meja
- CH3 Voltase listrik bangkitan
- Jumlah PZT 8 buah
- Pada frekuensi eksitasi 7.1 hz

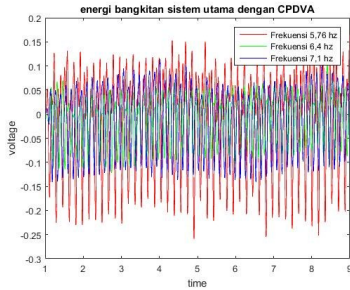
### Dengan CPVA pada posisi b<sub>3</sub>.



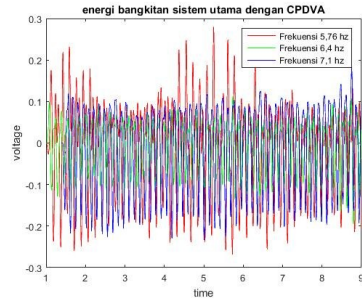


## 2. Respon *piezoelectric*

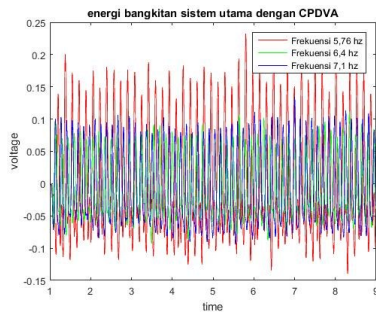
### Voltase bangkitan CPVA pada posisi $b_1$



Jumlah PZT 4 buah

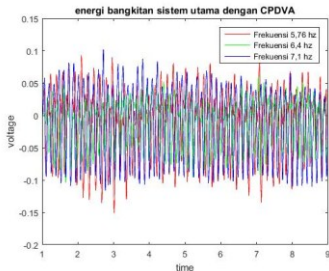


Jumlah PZT 6 buah

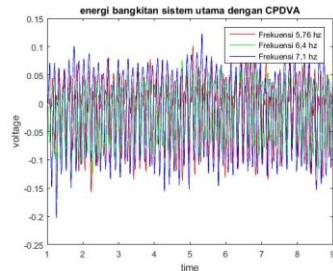


Jumlah PZT 8 buah

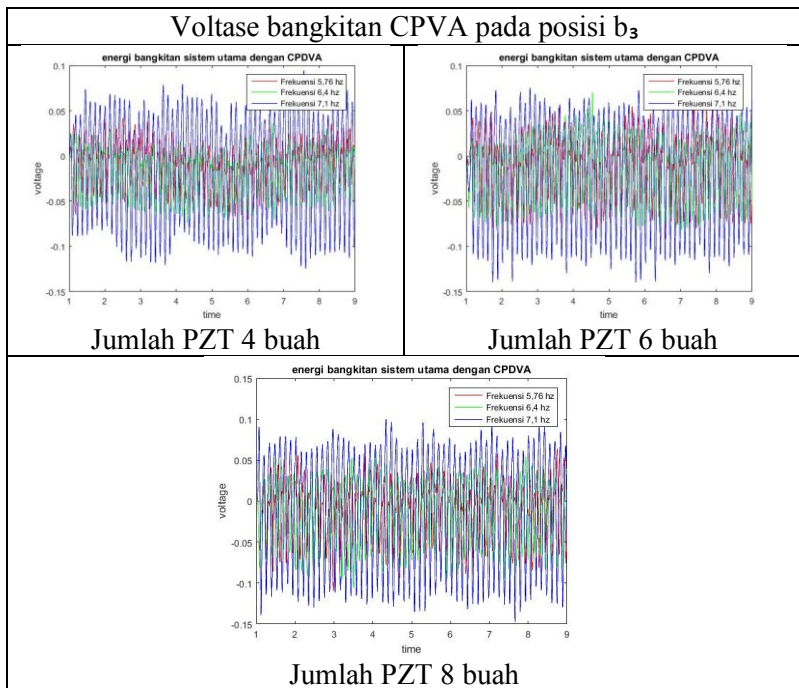
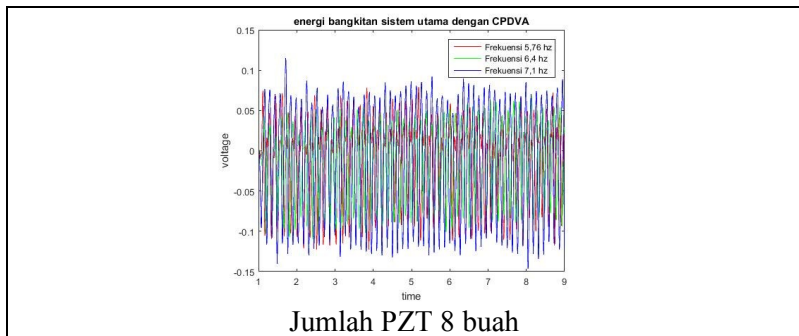
### Voltase bangkitan CPVA pada posisi $b_2$



Jumlah PZT 4 buah



Jumlah PZT 6 buah



### 3. RMS hasil pengujian eksperimen

No	Frekuensi motor (hz)	Tanpa CPVA		Jumlah piezoelectric	b1 = 0 cm			b2 = 10 cm			b3 = 20 cm		
		$\ddot{x}$ (m/s <sup>2</sup> )	$\ddot{\theta}$ (Rad/s <sup>2</sup> )		$\ddot{x}$	$\ddot{\theta}$	V (volt)	$\ddot{x}$	$\ddot{\theta}$	V (volt)	$\ddot{x}$	$\ddot{\theta}$	V (volt)
1	5.76	0.0198	0.0439	4	0.0097	0.0205	0.1027	0.0065	0.0277	0.0498	0.0063	0.00094	0.0246
2				6	0.0109	0.02	0.1286	0.0064	0.0107	0.0524	0.0062	0.00011	0.0331
3				8	0.0086	0.0226	0.14	0.0071	0.004	0.0602	0.0063	0.0024	0.0355
4	6.4	0.2077	0.4741	4	0.0080	0.0077	0.0479	0.007	0.003	0.0358	0.008	0.0081	0.0289
5				6	0.0077	0.002	0.0584	0.0075	0.0054	0.0447	0.0074	0.0034	0.035
6				8	0.0068	0.0011	0.0777	0.0064	0.0005	0.0508	0.0071	0.0043	0.0395
7	7.09	0.0282	0.0792	4	0.0080	0.0046	0.0676	0.008	0.0099	0.0548	0.0101	0.0143	0.0571
8				6	0.0074	0.0016	0.0702	0.0085	0.0096	0.0699	0.0087	0.0115	0.0615
9				8	0.0061	0.0042	0.0831	0.0089	0.01	0.0754	0.0101	0.0156	0.0685

### 3. Reduksi yang diperoleh

No	Posisi CPVA	frekuensi (hz)	Respon tanpa CPVA		Respon dengan CPVA		Reduksi (%)	
			$\ddot{x}$	$\ddot{\theta}$	$\ddot{x}$	$\ddot{\theta}$	$\ddot{x}$	$\ddot{\theta}$
1	b <sub>1</sub>	5.8	0.0198	0.0439	0.00973	0.021	50.86	52.16
2		6.4	0.2077	0.4741	0.0075	0.0036	96.39	99.24
3		7.1	0.0282	0.0792	0.0072	0.0035	74.47	95.58
4	b <sub>2</sub>	5.8	0.0198	0.0439	0.00667	0.014	66.31	68.11
5		6.4	0.2077	0.4741	0.007	0.003	96.63	99.37
6		7.1	0.0282	0.0792	0.0085	0.01	69.86	87.37
7	b <sub>3</sub>	5.8	0.0198	0.0439	0.0063	0.001151	68.18	97.38
8		6.4	0.2077	0.4741	0.0075	0.0053	96.39	98.88
9		7.1	0.0282	0.0792	0.0096	0.0138	65.96	82.58

### 4. Voltase listrik yang dihasilkan

No	Frekuensi motor (hz)	Tanpa CPVA		Jumlah piezoelectric	b1 = 0 cm	b2 = 10 cm	b3 = 20 cm
		$\ddot{x}$ (m/s <sup>2</sup> )	$\ddot{\theta}$ (Rad/s <sup>2</sup> )		V (volt)	V (volt)	V (volt)
1	5.76	0.0198	0.0439	4	0.1027	0.0498	0.0246
2				6	0.1286	0.0524	0.0331
3				8	0.14	0.0602	0.0355
4	6.4	0.2077	0.4741	4	0.0479	0.0358	0.0289
5				6	0.0584	0.0447	0.035
6				8	0.0777	0.0508	0.0395
7	7.09	0.0282	0.0792	4	0.0676	0.0548	0.0571
8				6	0.0702	0.0699	0.0615
9				8	0.0831	0.0754	0.0685

5. RMS hasil pengujian sistem utama dengan CPVA pada jarak peletakan  $b_1$

no	frekuensi motor (hz)	respon		Voltase
		$\ddot{x}$ (m/s <sup>2</sup> )	$\ddot{\theta}$ (rad/s <sup>2</sup> )	
1	5.1	0.007	0.012	0.048
2	5.43	0.048	0.097	0.326
3	5.76	0.009	0.023	0.088
4	6.09	0.007	0.006	0.064
5	6.43	0.007	0.001	0.049
6	6.76	0.006	0.000	0.056
7	7.09	0.006	0.003	0.059
8	7.43	0.024	0.061	0.190
9	7.76	0.035	0.134	0.254

6. RMS hasil simulasi

No	Frekuensi motor (hz)	Tanpa CPVA		b1 = 0 cm		b2 = 10 cm		b3 = 20 cm	
		$\ddot{x}$ (m/s <sup>2</sup> )	$\ddot{\theta}$ (Rad/s <sup>2</sup> )	$\ddot{x}$ (m/s <sup>2</sup> )	$\ddot{\theta}$ (Rad/s <sup>2</sup> )	$\ddot{x}$ (m/s <sup>2</sup> )	$\ddot{\theta}$ (Rad/s <sup>2</sup> )	$\ddot{x}$ (m/s <sup>2</sup> )	$\ddot{\theta}$ (Rad/s <sup>2</sup> )
1	4.88	0.65	0.71	1.04	1.08	0.92	0.65	0.86	0.40
2	5.43	1.14	1.28	4.52	4.91	3.06	1.91	2.60	0.60
3	5.76	1.77	2.04	1.94	2.19	2.64	1.11	2.35	1.86
4	6.09	3.41	4.03	0.75	0.88	0.84	0.59	0.63	2.08
5	6.43	17.64	21.63	0.37	0.48	0.41	1.12	0.62	3.06
6	6.5	32.82	40.61	0.34	0.45	0.40	1.27	0.75	3.41
7	6.76	6.39	8.17	0.38	0.52	0.60	2.00	1.54	5.56
8	6.96	3.74	4.92	0.59	0.80	1.01	2.98	3.03	9.70
9	7.09	2.99	4.01	0.79	1.10	1.43	4.00	5.08	15.43
10	7.43	2.01	2.86	1.84	2.67	4.12	10.49	4.11	11.48
11	7.76	1.57	2.37	4.28	6.58	3.58	8.86	2.21	5.96
12	8.06	1.32	2.13	3.31	5.43	2.16	5.39	1.61	4.35
13	8.43	1.14	2.01	1.97	3.55	1.51	3.91	1.26	3.49
14	8.76	1.02	1.98	1.48	2.94	1.22	3.36	1.08	3.10
15	9.06	0.93	2.01	1.22	2.70	1.05	3.12	0.95	2.91
16	9.42	0.86	2.11	1.06	2.66	0.93	3.05	0.86	2.83
17	9.76	0.80	2.29	0.94	2.76	0.84	3.11	0.79	2.85
18	10.09	0.75	2.58	0.85	3.01	0.76	3.31	0.73	2.94

## BIODATA PENULIS



**Imam Safei** dilahirkan di Malili pada tanggal 2 juni 1993 dari orangtua yang sangat luar biasa bernama Mansyur dan Nurhayati. Penulis menghabiskan masa kanak-kanak dan tumbuh bersama tiga orang kakak dan dua orang adik yang bernama Irma Suryanti, Indra Saputra, Ibrahim, Ikhsan, dan Indah Puspita Sari. Pendidikan formal yang ditempuh oleh penulis dimulai dari SD Negeri 267 Puncak Malili pada tahun 1999-2005. Kemudian penulis melanjutkan pendidikan di SMP Negeri 1 Malili pada tahun 2005-2008 dan lanjut di SMK Negeri 1 Malili pada tahun 2008-2011. Selanjutnya dari tahun 2011-2014 penulis menempuh pendidikan D3 di Akademi Teknik Soroako (ATS) jurusan Teknik Mesin dan pada tahun 2015-2017 menempuh pendidikan S1 di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya departemen Teknik Mesin melalui program lintas jalur dan mengambil bidang studi vibrasi dan sistem dinamis. Keinginan untuk terus belajar dan mengamalkan ilmu yang didapat selama kuliah mendorong penulis untuk mengambil Tugas Akhir dengan judul “Rancang Bangun dan Analisis Mekanisme *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber* (CPVA) Sebagai peredam Getaran Translasi dan Rotasi yang Dapat Menghasilkan Listrik”. “Penulis memiliki harapan agar ilmu yang telah didapatkan dapat bermanfaat untuk agama dan negara”. Penulis dapat dihubungi melalui email di bawah ini:

[Safei7456@gmail.com](mailto:Safei7456@gmail.com)